

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

INSTITUTO DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE MAESTRÍA EN INGENIERÍA TERMODINÁMICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
CARACTERIZACIÓN TÉRMICA DE COLECTORES SOLARES
PLANOS**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA TERMODINÁMICA**

PRESENTA:

JESÚS GARCÍA MOLINA

DIRECTOR DE TESIS: DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN

Mexicali, Baja California, mayo de 2014

Agradecimientos

Para todo aquel que contribuyó con comentarios, observaciones, apoyo experimental, instalación de equipos e instrumentos, datos e información que hicieron posible el desarrollo del presente trabajo. A los compañeros del Centro de Estudios de las Energías Renovables y a toda mi familia.

Contenido

Agradecimientos.....	ii
Nomenclatura	v
Lista de figuras.....	vii
Lista de Tablas.....	viii
Resumen.....	1
<i>CAPITULO 1. Introducción</i>	2
1.1 Problemática y Justificación.....	2
1.2 Antecedentes	4
1.2.1 Antecedentes energéticos.....	4
1.2.2 Situación Energética y Ambiental	6
1.2.3 Recursos energéticos	8
1.2.4 Colectores solares.....	9
1.2.5 Normas de pruebas.....	10
1.3 Objetivos	12
1.3.1 Objetivo General.....	12
1.3.2 Objetivos Específicos.....	13
1.4 Organización de la Tesis.....	13
<i>CAPÍTULO 2. Evaluación Térmica de Colectores Solares Planos</i>	15
2.1 Colectores solares de placa plana.....	15
2.2 Análisis térmico de colectores planos	16
2.3 Eficiencia Térmica instantánea del colector plano	20
<i>CAPÍTULO 3. Diseño y construcción de un Banco de Pruebas para Colectores Solares Planos y Calibración de Instrumentos</i>	25
3.1 Construcción de un banco de pruebas para colectores solares	26
3.2 Calibración de instrumentos	30
3.2.1 Calibración de medidores de temperatura	30
3.2.2 Calibración de flujómetros.....	36
<i>CAPÍTULO 4. Estudio Experimental de Colectores Solares Planos y su Análisis</i>	40
4.1 Pruebas de rendimiento térmico	40
4.2 Aplicación del método en dos colectores solares de placa plana	47

4.2.1	Caracterización del Colector Solar Plano Porsal.....	48
4.2.2	Caracterización del Colector Chino	53
4.3	Análisis de Información y Resultados	56
CAPÍTULO 5. Conclusiones		67
Bibliografía.....		70

Nomenclatura

Q_u – Calor útil [W]

\dot{m} – flujo másico [kg/s]

A_t – área de colección del colector [m²]

U_L – coeficiente global de pérdida de calor del colector [W/m²K]

G – Irradiancia [W/m²]

G_t – irradiancia sobre el colector [W/m²]

K – conductividad térmica [W/mK]

$K_{\theta D}$ – coeficiente de pérdida por ángulo de incidencia radiación difusa [-]

$K_{\theta B}$ – coeficiente de pérdida por ángulo de incidencia radiación directa [-]

N – número de cubiertas

Nu – Número de Nusselt [-]

F' – factor de eficiencia del colector [-]

W – distancia entre tubos [m]

D – diámetro de tubos [m]

D_i – diámetro interior de tubos [m]

V – velocidad [m/s]

u – velocidad del viento [m/s]

L – ancho de colector [m]

F – eficiencia de aleta [-]

E_L – irradiancia de onda larga [W/m²]

F_R – factor de remoción de calor del colector [-]

C_b – conductancia de contacto de aleta-tubo [W/mK]

h_{fi} – coef. de transf. de calor por convección tubo-fluido de trabajo [W/m²K]

h_w – coeficiente de transferencia de calor por viento [W/m²K]

$h_{c,p}$ – coeficiente convectivo placa-cubierta [W/m²K]

$h_{c,p-c}$ – coeficiente convectivo placa-cubierta [W/m^2K]
 $h_{r,p-c}$ – coeficiente radiativo placa-cubierta [W/m^2K]
 $h_{r,c-a}$ – coeficiente radiativo cubierta-ambiente [W/m^2K]
 T_{pm} – temperatura promedio de placa [$^{\circ}C$]
 T_a – temperatura ambiente [$^{\circ}C$]
 T_{fi} – temperatura del fluido de entrada [$^{\circ}C$]
 T_{fo} – temperatura del fluido de salida [$^{\circ}C$]
 T_c – temperatura de la cubierta [$^{\circ}C$]
 T_s – temperatura de cielo [K]
 T_m – temperatura media del fluido [$^{\circ}C$]
 δ – espesor de aleta [m]
 η – eficiencia térmica del colector [-]
 α – absorptividad [-]
 τ – transmisividad [-]
 θ – ángulo de incidencia solar en colector [$^{\circ}$]
 β – ángulo de inclinación [$^{\circ}$]
 σ – constante de Stefan-Boltzmann [$5.670 \times 10^{-8} W/m^2K^4$]
 ε_p – emitancia de la placa [-]
 ε_g – emitancia del cristal [-]
 C_p – capacidad calorífica de placa [kJ/kgK]
 C_1 – coeficiente de pérdida de calor a $(T_m - T_a) = 0$ [W/m^2K]
 C_2 – coeficiente de pérdida de calor dependiente de la temperatura [W/m^2K]
 C_3 – coeficiente de pérdida de calor dependiente de la velocidad del viento [W/m^2K]
 C_4 – coeficiente de pérdida de calor por irradiancia de onda larga [W/m^2K]
 C_5 – capacitancia térmica efectiva (mc) [kJ/m^2K]
 C_6 – dependencia del viento a eficiencia de cero pérdidas de calor [s/m]

Lista de figuras

- Figura 1.1 Consumo histórico y futuro de la energía primaria
- Figura 1.2 Emisiones totales de CO₂ futuras
- Figura 1.3 Estructura del consumo energético doméstico en México
- Figura 2.1 Elementos del colector solar plano
- Figura 2.2 Curva de eficiencia de colectores
- Figura 2.3 Duración entre pruebas en estado estacionario y cuasi-dinámicas
- Figura 3.1 Requerimientos de un banco de prueba para colectores solares
- Figura 3.2 Base vertical y bases de colectores
- Figura 3.3. Termotanque
- Figura 3.4 Enfriador de agua por medio de aire
- Figura 3.5 Tanque de expansión
- Figura 3.6 Sensores de temperatura
- Figura 3.7. Tomada del sistema de adquisición de datos Agilent
- Figura 3.8 Medición de temperaturas por sistema de adquisición de datos
- Figura 3.9 Tiempo de respuesta de RTD utilizado
- Figura 3.10 Baño de agua con agitación a temperatura controlada
- Figura 3.11 Comparación de los sensores con el de referencia
- Figuras 3.12 Curvas de calibración de RTD
- Figuras 3.13 Curvas de calibración de flujómetros 1 y 2.
- Figura 3.14 Datos meteorológicos
- Figura 3.15 Variables de estación meteorológica
- Figura 3.16 Estación meteorológica
- Figura 4.1 Radiación global con un piranómetro inclinado 32° y orientado al sur geográfico
- Figura 4.2 Curva de colector parabólico compuesto
- Figura 4.3 Curva cuadrática de colector parabólico compuesto
- Figura 4.4 Curva de colector placa plana
- Figura 4.5 Curva de eficiencia de segundo orden para placa plana
- Figura 4.6. Eficiencias simultáneas en el tiempo
- Figura 4.7 Curva de eficiencia con integración a 1 min
- Figura 4.8 Curva de eficiencia con datos integrados a 10 min
- Figura 4.9 Comportamiento de temperaturas para 2 lpm
- Figura 4.10 Comportamiento de colector Persal a 2 lpm
- Figura 4.11 Eficiencia térmica a 3 lpm
- Figura 4.12 Comportamiento de temperaturas a 2.75 lpm
- Figura 4.13 Eficiencia a 2.75 lpm
- Figura 4.14 Eficiencia térmica a 0.96 lpm
- Figura 4.15 Comportamiento de temperaturas a 0.96 lpm
- Figura 4.16 Curva de eficiencia datos integrados a 10 minutos
- Figura 4.17 Comportamiento de la eficiencia
- Figura 4.18 Comportamiento de temperaturas
- Figura 4.19 Comportamiento de temperaturas de colector Chino
- Figura 4.20 Comportamiento de eficiencia con alta T_i de prueba
- Figura 4.21 Comportamiento de colector Chino un día de verano
- Figura 4.22 Curvas de eficiencia de colectores Persal y Chino a 600 W/m²
- Figura 4.23 Eficiencias térmicas de colectores Persal y Chino a 900 W/m²
- Figura 4.24 Efecto de radiación solar en curva de eficiencia
- Figura 4.25 Influencia de la radiación solar en eficiencia colector Chino

Figura 4.26 Variación de la eficiencia térmica con $T_i - T_a$
Figura 4.27 Variación de la eficiencia térmica con $T_i - T_a$
Figura 4.28 Efecto de T_i en la eficiencia
Figura 4.29 Efecto del flujo en eficiencia de colector
Figura 4.30 Comportamiento de T_o con la variación del flujo en diciembre
Figura 4.31 Variación de T_o con cambio de flujo en junio
Figura 4.32 Fuga en el colector CPC

Lista de Tablas

Tabla. 4.1 Efecto de la temperatura de entrada
Tabla 4.2 Efecto del flujo en la eficiencia
Tabla 4.3 Datos medidos para colectores placa plana y CPC
Tabla 4.4 Datos calculados para Placa Plana y CPC
Tabla 4.5 Datos generados con ecuación de eficiencia para colector chino
Tabla 4.6 Datos generados con ecuación de eficiencia para colector persal

Resumen

El consumo de gas en México representa el 50% de la energía total utilizada en el sector doméstico, y del cual 29% se utiliza para calentamiento de agua. Una alternativa viable para el calentamiento de agua lo constituye el uso de colectores solares, tanto para el sector doméstico, como el comercial. Las barreras para el uso generalizado de la energía solar para calentamiento son diversas, entre ellas está la desconfianza de los usuarios a la tecnología de los colectores solares. Las normas para pruebas de colectores constituyen una propuesta para superar esta barrera.

Se diseñó, construyó, instrumentó y operó un banco de pruebas para colectores solares planos para calentamiento de agua bajo la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005. Las normas para pruebas permiten comparar componentes y recibir un control de un tercero independiente, con el propósito de mejorarlos. Asimismo, los usuarios pueden saber que adquieren productos a los que se les ha certificado seguridad, mínimos de calidad y confiabilidad.

Se calibraron los sensores de temperatura tipo RTD utilizados, comparándolos con uno de referencia, y así sacar una curva para corrección. Por otro lado, los flujómetros fueron calibrados por medio de una curva obtenida a partir de detectar la frecuencia del sensor y comparándola con el flujo medido en un dispositivo de precisión aforado.

Se realizaron cuatro ensayos de rendimiento térmico en estado cuasiestático, dos en temporada invernal (diciembre-enero) y dos en temporada de verano (junio-julio). Para el primer caso se realizaron pruebas simultáneas a un colector parabólico compuesto (cpc) y un colector solar plano (csp). En el segundo caso se realizaron las pruebas térmicas en forma individual.

Se obtuvieron experimentalmente cuatro curvas básicas de funcionamiento térmico de igual número de colectores solares, las cuales permitieron hacer un comparativo de sus eficiencias térmicas para diferentes condiciones de operación tanto de variables atmosféricas, radiación y temperaturas de suministro de agua.

El control de la temperatura de suministro al banco de pruebas constituye la variable más determinante para lograr la curva de eficiencia.

CAPITULO 1. Introducción

1.1 Problemática y Justificación

El calentamiento de agua a bajas temperaturas en México, se obtiene principalmente a partir de la combustión de combustibles fósiles, gas LP, gas natural y/o leña. Se estima que se consume 230 PJ por año, representando alrededor del 6% del consumo energético final de todo el país en el año de 2006[4].

El calentamiento de agua con energía solar es una tecnología muy probada y utilizada en el mundo. En países europeos y en los Estados Unidos cuya ubicación es menos favorable en relación a la disponibilidad solar, utilizan calentadores solares de agua con mayor intensidad que en México.

Los procedimientos de prueba y caracterización de colectores provee de una base equiparable y equitativa para comparar eficiencias térmicas de diferentes tipos de colectores y constituyen una base esencial para el diseño y selección de equipo.

Estudios realizados en los últimos años indican que los principales problemas para el uso masivo de calentadores solares de agua en México son: el alto costo de la inversión inicial, lo cual se traduce en la necesidad de esquemas adecuados de comercialización y financiamiento; la falta de normas y procedimientos para garantizar la calidad en su instalación y funcionamiento; así como la ausencia de estrategias de difusión, promoción y divulgación de la tecnología.

La sustitución de calentadores de agua que consumen gas por colectores solares, representa una gran oportunidad para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Incrementar su uso en el sector residencial y comercial implica mejorar la calidad y proporcionar los elementos para que los usuarios hagan una buena selección de ellos. Asimismo, los fabricantes de colectores solares para producir mejores productos y/o lograr mejores dimensionamientos, deben contar con evaluaciones técnicas y térmicas por un ente independiente, para que los usuarios de estas tecnologías tengan las garantías de su servicio. Tener un centro o sitio que proporcione estos servicios va en la dirección de promover el uso generalizado y por tanto en la reducción de emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero.

Existen algunos centros de pruebas para colectores solares en el mundo, principalmente en Estados Unidos y en la Unión Europeo. En México sólo se cuenta con un centro denominado Laboratorio de Banco de Pruebas, ubicado en la Universidad de Guanajuato. Este laboratorio resulta insuficiente para el tamaño del país y el incremento de nuevos productos de calentamiento solar, así como en las importaciones provenientes de China y que no cubren el mínimo de requerimientos para ser utilizado en nuestro país.

1.2 Antecedentes

Las energías renovables son aquéllas que se regeneran y son tan abundantes que perdurarán por cientos o miles de años, por lo tanto, se consideran inagotables, de libre disposición, se distribuyen en amplias zonas y tienen impactos ambientales poco significativos.

A través de la utilización de fuentes renovables de energía, se puede reducir simultáneamente la dependencia de los combustibles fósiles, disminuir proporcionalmente las emisiones de gases de efecto invernadero y aumentar el valor agregado de las actividades económicas.

Por sí misma, la diversificación de las fuentes energéticas a partir del uso de energías renovables representará un mecanismo para reducir la dependencia de México en los combustibles fósiles, y así fomentar la seguridad energética. Sin embargo, el aprovechamiento de las energías renovables también representa beneficios indiscutibles en otros temas prioritarios, no sólo para nuestro país, sino para todo el mundo.

1.2.1 Antecedentes energéticos

Antes de la revolución industrial, los sistemas energéticos estaban basados en la utilización de los flujos de energía naturales en pequeña escala (molinos de viento, fuerza de los ríos, etc.) y en el uso de energía animal y humana para atender las necesidades energéticas de calor, luz y trabajo mecánico. La cantidad de energía utilizable en un área determinada, y la disponibilidad de las fuentes de energía eran limitadas por los factores específicos de localización geográfica.

Desde entonces, dos grandes transiciones le han dado forma a los cambios estructurales en los sistemas energéticos:

a) La primera transición fue iniciada por una innovación tecnológica radical en el uso del carbón como fuente de energía para el motor de vapor. El ciclo de vapor representa la primera conversión de fuentes de energía fósil en trabajo. Permitió que el abastecimiento de energía fuera independiente de la localización geográfica, ya que el carbón podía ser transportado y almacenado; asimismo, posibilitó densidades energéticas que antes eran factibles solamente en lugares donde hubiera abundancia de energía hidráulica.

Los motores de vapor comenzaron su introducción masiva para bombear agua en las minas de carbón, lo que facilitó el incremento en la producción de éste. Los motores de vapor móviles a bordo de barcos o de locomotoras permitieron la primera revolución en los sistemas de transporte. Las redes de ferrocarriles se extendieron a los lugares más remotos de la tierra y la navegación cambió su base de veleros a vapores.

La energía hidráulica fue el principal motor de la industrialización en nuestro país en el siglo XIX; ingenios azucareros y fábricas de hilados y tejidos utilizaron las ruedas hidráulicas, para después dar paso a las turbinas hidráulicas.

Hacia los inicios del siglo XX el carbón había reemplazado las fuentes de energía tradicionales que no eran de origen fósil y daba satisfacción a casi todas las necesidades de fuentes de energía de las regiones industrializadas.

b) La segunda transición fue la diversificación de tecnologías para el uso final de la energía. La innovación de mayor relevancia fue la introducción de la electricidad como la primera energía que podía ser transmitida fácilmente convertida en luz, calor o trabajo en el punto de su utilización, la cual era generada en un punto remoto a través de sistemas de mediana y, posteriormente, gran escala.

Otra innovación clave fue el motor de combustión interna, que revolucionó la movilidad colectiva e individual mediante el uso de automóviles, autobuses y aviones. Esta “transición de diversificación” fue impulsada por grandes innovaciones tecnológicas en el uso final de la energía: la bombilla eléctrica, el motor eléctrico, el motor de combustión interna y el avión. Sin embargo, los cambios en las fuentes de energía tuvieron un impacto igualmente importante: el petróleo pasó de ser una curiosidad muy cara, al final del siglo XIX, a tener la posición dominante como fuente de energía a nivel mundial. Y con ello se incrementaron las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

1.2.2 Situación Energética y Ambiental

Las fuentes no renovables de energía seguirán predominando en los próximos 20 años, a pesar del fuerte aumento en el uso de fuentes renovables de energía. Figura 1.1. Asimismo, el incremento en emisiones de CO₂ seguirán incrementándose para el mismo periodo. Figura 1.2.

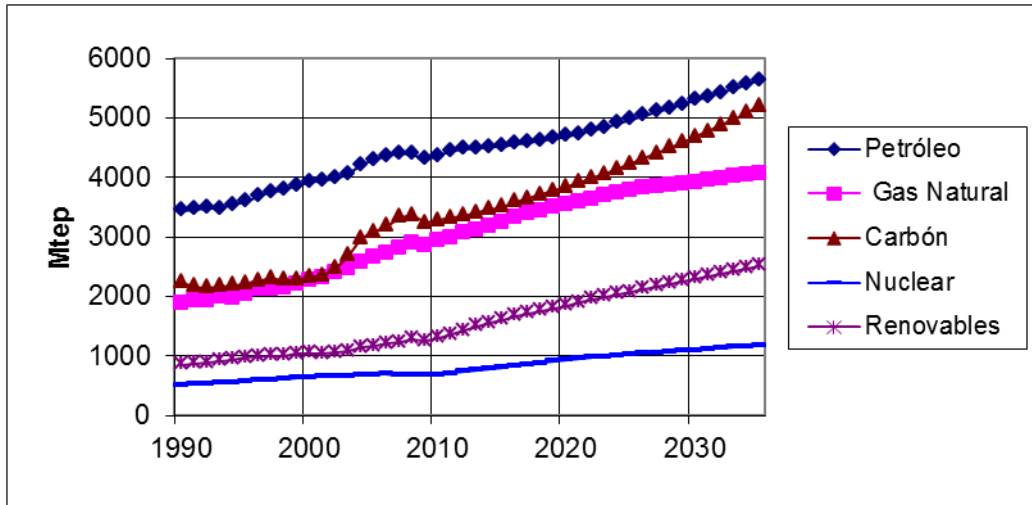


Figura 1.1 Consumo histórico y futuro de la energía primaria. Fuente: BP Statistical Review of World Energy 2009

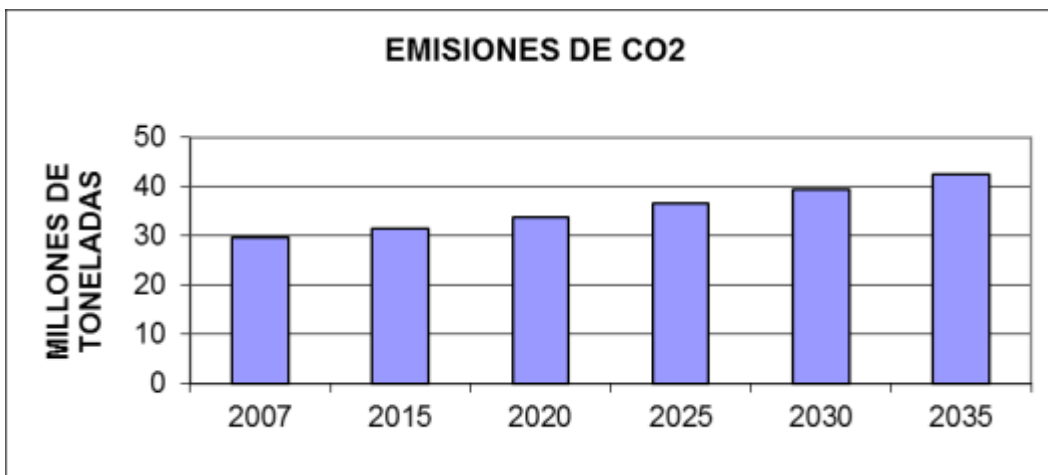


Figura 1.2 Emisiones totales de CO₂ futuras. Fuente: U.S. Energy Information Administration/International Energy Outlook 2010

Los combustibles de origen fósil han sido muy útiles en el desarrollo de nuestra sociedad, y en particular para México, han sido una base para el desarrollo de la nación. Durante las últimas décadas, las fuentes de energía fósil han tenido un papel dominante en la matriz energética de nuestro país y de casi todos los países del mundo. Sin embargo, la diversificación de dichas fuentes y su uso racional favorecerán la transición y la seguridad energética al disminuir nuestra dependencia de una sola fuente de energía. Asimismo, su eventual

sustitución por fuentes renovables de energía tendrá un efecto vital en la disminución de la emisión de gases de efecto invernadero.

1.2.3 Recursos energéticos

La Tierra posee enormes cantidades de recursos energéticos, tanto internos, como los generados a partir de fuentes externas como el sol, o directamente de la radiación solar. Sin embargo uno de los problemas que tiene la humanidad es la obtención y transformación de los mismos, tanto en capacidad técnica para su explotación y al alcance de grandes grupos humanos y sus efectos ambientales.

El recurso solar constituye la radiación térmica emitida por la capa exterior del sol. Esta radiación, llamada irradiancia, fuera de la atmósfera terrestre tiene una magnitud promedio de 1367 W/m^2 para una superficie perpendicular a los rayos solares. Al nivel del mar esta irradiancia es atenuada por la atmósfera a 1000 W/m^2 a condiciones de cielo claro y a medio día solar. La irradiancia global es la suma de las irradiancias directa y difusa. El potencial energético teórico solar se estima en $3.9 \times 10^6 \text{ EJ/año}$, la cual indica la cantidad de irradiancia disponible sobre la superficie terrestre que es la teóricamente disponible para propósitos energéticos. Sin embargo, este número requiere el uso de toda superficie de la tierra y al 100% de eficiencia. Una medida mejor constituye considerar una fracción práctica para su uso, así como una eficiencia más realista. En base a estas consideraciones el potencial técnico de utilización de la energía solar representa aproximadamente de 3 a 100 veces el consumo de la energía primaria mundial en 2008.

1.2.4 Colectores solares

El consumo de gas en nuestro país para uso doméstico representa más del 50% del total de energía. Se estima que 29% del consumo del gas es utilizado para calentamiento de agua, 29%, y el resto para cocción. Figura 1.3. El calentamiento de agua es una buena opción para sustituir gran parte del consumo del gas por medio del uso de colectores solares planos.

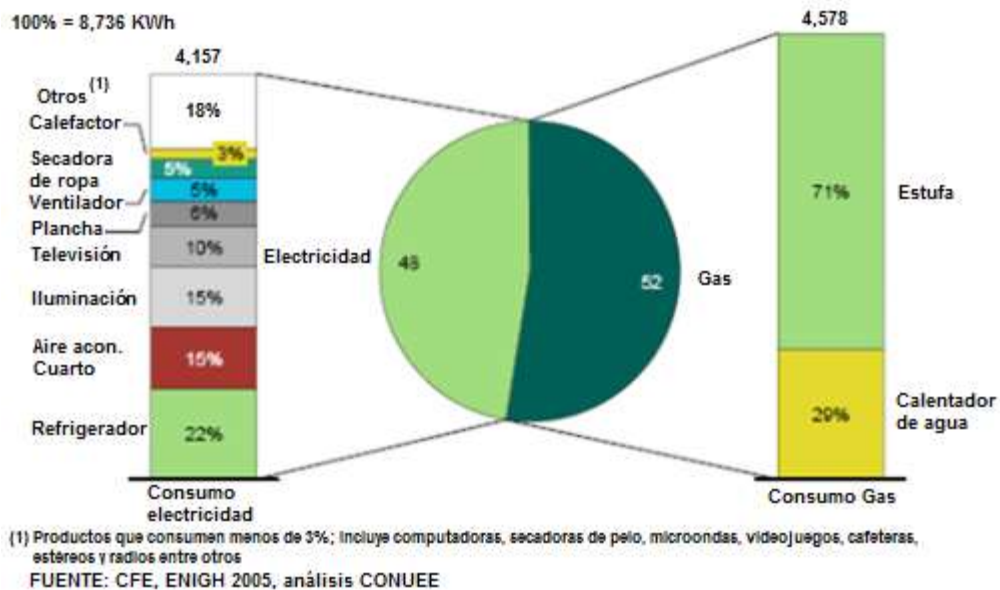


Figura 1.3 Estructura del consumo energético doméstico en México

Las tecnologías para aprovechar la energía solar básicamente son ya sea pasivas o activas y proveen energía térmica o eléctrica. El colector solar es el componente principal en los sistemas de colección térmica activa. Los colectores solares planos consisten en placas oscurecidas y unidos a conductos que transmiten fluido a ser calentado por la radiación solar. Se pueden clasificar como:

- sin cubierta, que son apropiados para proporcionar energía térmica a pocos grados arriba de la temperatura ambiente;
- con cubierta, los cuales tienen una

cubierta o dos de cristal o cualquier material transparente sobre las placas, y son apropiados para suministrar energía térmica a temperaturas entre 30⁰C a 60⁰C; y c) evacuados, con similitudes a los con cubierta, pero el espacio entre las placas colectoras y las cubiertas se encuentra evacuada, lo que los hace apropiados para proporcionar temperaturas de entre 50⁰C y 120⁰C. Para preservar el vacío normalmente las placas de colección se encuentran dentro de tubos de cristal.

Los colectores solares planos son normalmente utilizados para calentar agua para uso doméstico y comercial. También pueden utilizarse para calentamiento activo de edificios, para activar sistemas de refrigeración por absorción, procesos industriales y secado de productos agrícolas.

Las barreras al uso de la energía solar para calentamiento de agua son el: a) alto costo inicial de los equipos, b) energéticos convencionales históricamente subsidiados, c) limitado acceso al financiamiento para la adquisición a equipos solares a tasas preferenciales, d) desconfianza de los posibles usuarios y/o compradores en la tecnología, e) existencia muy limitada de técnicos capacitados para instalar y/o reparar los sistemas.

1.2.5 Normas de pruebas

Las normas han atacado algunas de las barreras que limitan el incremento en el uso de colectores solares para calentamiento doméstico y comercial. La importancia de los ensayos bajo normas es que al ser sometidos los equipos a condiciones estándar preestablecidas, los resultados de los ensayos permiten comparar componentes y equipos similares en cuanto a los servicios que estos pueden brindar.

Así, las normas permiten a los fabricantes, recibir un control de un tercero independiente sobre los elementos que producen, control que les indica en que aspectos deben mejorar sus productos, a la vez que se les abren puertas a los mercados nacionales e internacionales. Por otro lado, tanto los intermediarios como los usuarios y/o consumidores saben que adquieren productos a los que se les han certificado seguridad, grados mínimos de calidad y confiabilidad.

Los principales ensayos demandados por fabricantes y distribuidores son los vinculados al comportamiento térmico. Estos ensayos de comportamiento térmico permiten que tanto el colector solo como el equipo completo puedan ser utilizados luego para diseñar un sistema de calentamiento de agua bajo distintas condiciones climáticas y de demanda. Para la realización de estos ensayos, se ha diseñado y construido plataformas de medición ubicadas en campos experimentales, que denominamos bancos de prueba de colectores solares.

Las normas más reconocidas internacionalmente son la ISO 9806-1[7], ANSI/ASHRAE 93[1], y EN 12975-2. Lo más importante de estas normas es la determinación de la eficiencia instantánea del colector, que es el calor útil que es capaz de proporcionar el colector como un porcentaje de la radiación solar que le llega a su superficie captadora de energía. Los resultados se muestran mediante gráficos.

La norma mexicana aplicable en México es la NMX-ES-001-NORMEX-2005[10] y establece los métodos de prueba para determinar el rendimiento

térmico y las características de funcionalidad de los colectores solares que utilizan como fluido de trabajo agua, comercializados en los Estados Unidos Mexicanos.

Los procedimientos de prueba y caracterización de colectores provee de una base equiparable y equitativa para comparar eficiencias térmicas de diferentes tipos de colectores y constituyen una base esencial para el diseño y selección de equipo.

El estándar ASHRAE-93 requiere la determinación experimental de la eficiencia del colector en estado estacionario bajo condiciones ambientales prestablecidas y condiciones de operación para un intervalo de temperaturas del fluido. También describe como determinar el valor del factor modificador por ángulo incidente a 0, 30, 45 y 60⁰, que son requeridos cuando la irradiancia no es perpendicular a la superficie del colector.

Por otro lado la norma EN-12975 permite ya sea la prueba de colectores planos en estado estacionario o en cuasidinámica, la cual ofrece una alternativa para relajar las condiciones ambientales que se requieren para completar la prueba. Solo requiere calcularse el factor modificador por ángulo incidente a 50⁰. En la prueba cuasidinámica la norma EN-12975 toma en consideración las pérdidas térmicas por radiación, convección por viento y la inercia térmica efectiva.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar, construir y operar un banco de pruebas de colectores solares planos en estado cuasiestático.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Evaluar térmicamente colectores solares planos.
- Evaluar térmicamente colectores solares en forma simultánea.
- Obtener curvas de eficiencia térmica de colectores solares.
- Sensibilización en la operación de un banco de pruebas.
- Certificar el banco de pruebas para Mexicali

1.4 Organización de la Tesis

El trabajo consta de cinco capítulos, en el primero se da una introducción en la que se presenta la importancia de las energías renovables y en particular de la energía solar en la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero. Asimismo, se hace énfasis en la importancia de contar con un banco de pruebas de colectores solares planos para incrementar uso y disminuir el consumo de energía no renovable y de emisiones de gases con efectos en el ambiente.

En el segundo capítulo se presentan las ecuaciones que rigen el balance de energía en un colector solar plano con cubierta simple y líquido como fluido de trabajo. Se establece una ecuación lineal que sirve como modelo para obtener experimentalmente la eficiencia térmica de captación solar, para diferentes variables de operación del banco de pruebas.

En el tercer capítulo se presenta el procedimiento seguido para el diseño y la construcción del banco de pruebas, así como la calibración realizada en los sensores de temperatura y de flujo. Se presentan las curvas de calibración obtenidas.

En el cuarto capítulo, se presentan todos los resultados experimentales obtenidos, como son las curvas de eficiencia de los cuatro colectores solares

sometidos a pruebas de rendimiento térmico. Asimismo, se realiza un proceso de análisis de la información obtenida.

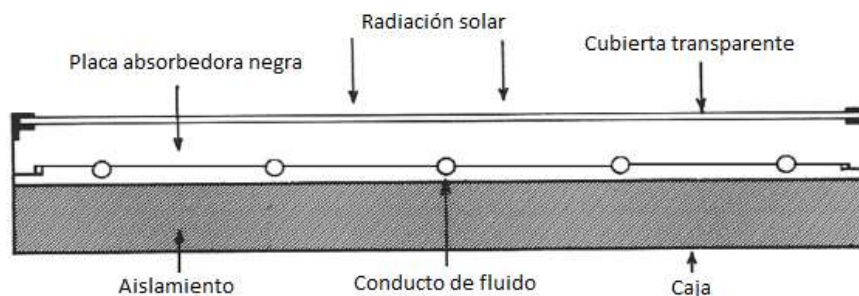
En el quinto capítulo se resumen todos los resultados obtenidos, así como las recomendaciones y conclusiones del trabajo realizado.

CAPÍTULO 2. Evaluación Térmica de Colectores Solares Planos

2.1 Colectores solares de placa plana

Los colectores solares de placa plana, o colectores solares planos son los dispositivos más comunes para el aprovechamiento térmico de la energía solar sin concentración.

En un colector plano, la energía solar incide sobre una placa metálica de un material altamente conductivo, como cobre, pintada de negro, para aumentar la absorción a la radiación. La placa calentada así por el sol, transmite por conducción energía térmica a tubos que están sobre ella, que a su vez transmiten también por conducción energía al fluido de trabajo que circula por ellos. Suelen tener una o dos cubiertas transparente para evitar pérdidas por convección y para aprovechar el efecto invernadero. El arreglo de placa, tubos y cubierta se encuentra contenido en una caja con aislamiento térmico en el fondo y a veces en los lados. En la figura 2.1 se muestran los elementos del colector plano.



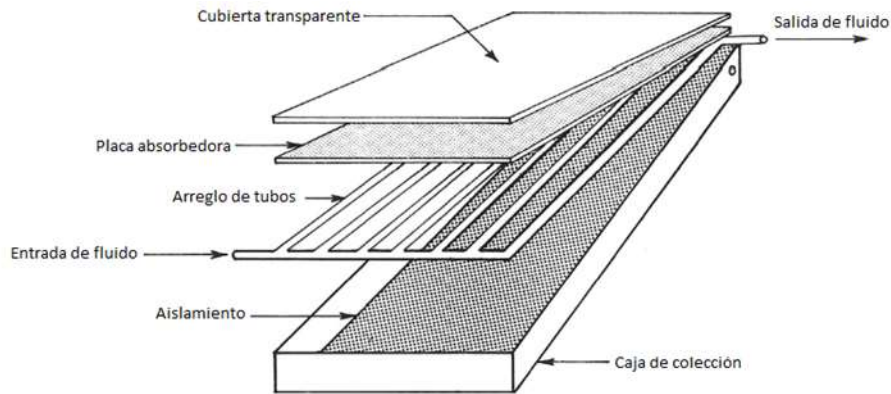


Figura 2.1 Elementos del colector solar plano

El arreglo más común es un haz de tubos paralelos soldados a la placa plana y unidos por medio de cabezales de entrada y de salida.

2.2 Análisis térmico de colectores planos

Para el análisis térmico de los colectores planos, se hacen una serie de suposiciones de tal manera que el análisis matemático no se haga demasiado complicado, pero que a la vez el modelo no resulte tan sencillo que pierda utilidad.

Las suposiciones para el modelado térmico de los colectores planos son:

- Estado estable
- Tipo placa y tubos paralelos
- Área de los cabezales no se considera
- Flujo uniforme por todos los tubos
- Flujo unidimensional de calor a través de la cubierta
- Caída de temperatura despreciable en la cubierta
- Flujo unidimensional de calor por el aislamiento
- Gradiente de temperatura en la coordenada angular de los tubos despreciable.
- Flujo de calor independiente a lo largo de la placa y entre tubos
- Propiedades físicas de materiales y fluido independientes de la temperatura

- Pérdidas de calor se dan a la misma temperatura ambiente.
- No se consideran efectos de polvo o sombreado de cubiertas

Un balance de energía aplicado al colector solar muestra que el calor útil entregado por el colector es igual a la radiación solar recibida sobre la placa menos las pérdidas de energía. La radiación neta recibida por la placa es igual a la irradiancia recibida después de atravesar la cubierta transparente y absorbida por la primera. Las pérdidas se dan en función de un coeficiente de pérdidas y la diferencia de temperaturas entre la placa y el ambiente:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)]$$

Donde U_L es el coeficiente de pérdidas del colector, T_{pm} es la temperatura promedio de la placa y T_a es la temperatura ambiente. El problema con estas ecuaciones que la temperatura promedio de la placa no es un parámetro fácil de medir prácticamente, por lo que se recurre a la definición del factor de remoción, que relaciona el calor útil obtenido por el colector con el que se obtendría si toda la placa estuviera a la temperatura de entrada del fluido.

$$F_R = \frac{m C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A [S - U_L (T_{fi} - T_a)]}$$

T_{fo} y T_{fi} son respectivamente la temperatura de entrada y salida del fluido.

Introduciendo el factor de remoción:

$$Q_u = F_R A [S - U_L (T_{fi} - T_a)]$$

Duffie y Beckman (2006) demuestran realizando balances de energía en un elemento diferencial de volumen de fluido dentro del tubo que:

$$F_R = \frac{\dot{m}Cp}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}Cp}\right) \right]$$

Donde F' es el factor de eficiencia del colector, dado por:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} \right] + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}}}$$

Donde W es la distancia entre tubos, D es el diámetro de los tubos, D_i es el diámetro interior de los tubos, h_{fi} es el coeficiente de transferencia de calor por convección del tubo al fluido de trabajo, y C_b es la conductancia de contacto aleta – tubo. F es la eficiencia de aleta calculada como:

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{m(W - D)}{2}\right]}{m(W - D)}$$

Donde m = (U_L/kδ)^{1/2} siendo k es la conductividad térmica del material de la aleta y δ es el espesor de la aleta.

El coeficiente de pérdidas de calor U_L es la suma de las pérdidas por la parte trasera de la caja, por los laterales y por la parte superior, que incluye la cubierta transparente U_b, U_e, U_t.

Mediante un balance de energía entre el absorbedor y la cubierta:

$$U_t = \left(\frac{1}{(h_{c,p-c} + h_{r,p-c}) + (h_w + h_{r,c-a})} \right)^{-1}$$

Donde :

h_{c,p} es el coeficiente convectivo entre la placa y la cubierta

$h_{c,p-c}$ es el coeficiente convectivo entre la placa y la cubierta

$h_{r,p-c}$ es el coeficiente radiativo entre la placa y la cubierta

h_w es el coeficiente convectivo debido a la acción del viento sobre la cubierta

$h_{r,c-a}$ es el coeficiente radiativo entre la cubierta y el ambiente

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma(T_{pm}^2 + T_c^2)(T_{pm} + T_c)}{[(1/\varepsilon_c) + (1/\varepsilon_p) - 1]}$$

Siendo σ la constante de Stephan-Boltzman, T_{pm} la temperatura media de la placa, T_c la temperatura de la cubierta ε_c y ε_p las emisividades de la cubierta y la placa.

$$h_{c,p-c} = \frac{Nu K}{L}$$

$$h_w = 2.8 + 3V$$

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_s^2) (T_c + T_s)$$

T_s es la temperatura del cielo

Nu es el número de Nusselt que caracteriza la transferencia de calor entre la placa y la cubierta, K la conductividad térmica de la cubierta, L la longitud de la cubierta y V la velocidad del viento.

También es posible calcular U_t usando la correlación de Klein (Duffie, 2006):

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_a)^e}{(N + f)} \right]} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0.00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N}$$

$N = \text{número de cubiertas}$

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w \varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\beta^2) \quad 0^\circ < \beta < 70^\circ, \text{ para otro } \beta \text{ usar } \beta = 70^\circ$$

$$e = 0.430(1 - 100/T_{pm})$$

Todas las temperaturas en K

Dado que en esta correlación también se requiere la temperatura de la placa, se recurre a un esquema iterativo:

Suponer una temperatura de placa.

Usar la correlación de Klein para calcular U_t

Calcular F , F_r , F' y Q_u

Recalcular T_{pm} como:

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u / A}{F_R U_L} (1 - F_R)$$

Si la T_{pm} supuesta y la calculada difieren dentro de un criterio de tolerancia, se toma la última calculada. En caso contrario, tomar la T_{pm} calculada como supuesta para el paso 1.

2.3 Eficiencia Térmica instantánea del colector plano

La eficiencia instantánea de un colector plano se define como la relación entre el calor útil entregado por el colector y la irradiancia incidente sobre él.

El rendimiento térmico del colector solar se determina mediante la obtención de valores de eficiencia instantánea de una combinación de valores de radiación incidente, temperatura ambiente, y la temperatura del agua de entrada. Esto requiere medir experimentalmente la radiación solar incidente sobre el

colector solar, así como la tasa de incremento de la energía térmica en el agua mientras pasa a través del colector solar, todo bajo condiciones de estado estacionario o cuasiestacionario.

$$\eta = \frac{F_R A [S - U_L (T_{fi} - T_a)]}{G A}$$

$$S = \tau \alpha G$$

$$\eta = F_R \tau \alpha - F_R U_L \frac{(T_{fi} - T_a)}{G}$$

$$Q_u = \eta G = F_R G \tau \alpha - F_R U_L (T_{fi} - T_a)$$

Donde τ es la transmisividad de la cubierta transparente y α la absorptividad de la placa y G la irradiancia.

Si la radiación es directa que incide casi normal al colector y si F_R y U_L no varían mucho en el intervalo de operación del colector, $F_R(\tau\alpha)$ y $F_R U_L$ son dos parámetros que describen como trabajan los colectores, donde $F_R(\tau\alpha)$ es un indicativo de como la energía es absorbida y $F_R U_L$ es un indicativo de como la energía es perdida.

La ecuación anterior representa una línea recta de pendiente negativa, figura 2.2, cuya ordenada al origen es el producto del factor de remoción, la transmitancia del vidrio y la absorptancia de la placa. La pendiente es el producto del factor de remoción y el coeficiente de pérdidas del colector. La variable independiente es la diferencia de temperaturas entre la entrada al colector y el ambiente entre la irradiancia incidente en el plano del colector.

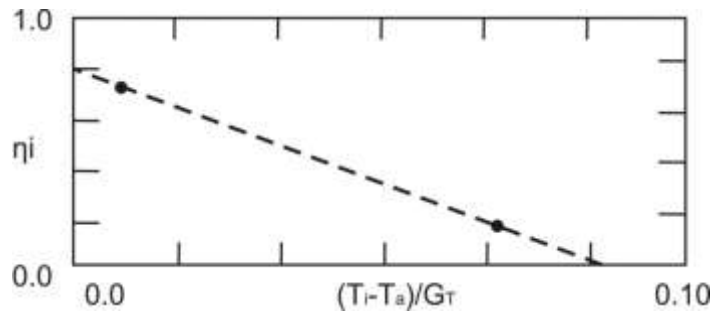


Figura 2.2 Curva de eficiencia de colectores

A partir de la ecuación de eficiencia del colector plano es posible determinar el nivel crítico de irradiancia, es decir el valor de irradiancia para el cual las pérdidas del colector igualan a las ganancias, que es útil conocer para saber el nivel mínimo de irradiancia al que es conveniente operar un colector plano.

$$G_{\min} = \frac{U_L(T_{fi} - T_a)}{\tau\alpha}$$

Existen muchas variaciones al modelo básico de colector plano de tubos y cabezal, en su geometría, existen colectores donde el fluido circula por un serpentín, otros donde se incluyen panales para la supresión de la convección, o que no tienen cubierta transparente. En cuanto al fluido de trabajo, existe el colector plano para calentamiento de aire. Las correcciones de las ecuaciones anteriormente presentadas para el cálculo de F , F' y F_R se encuentran en la bibliografía, principalmente Duffie y Beckman 2006.

En general la ecuación de eficiencia de un colector solar obtenido bajo el régimen de estado estacionario puede representarse de la siguiente manera:

$$Q_u = F_R(\tau\alpha)_n G - c_1(T_m - T_a) - c_2(T_m - T_a)^2$$

La siguiente ecuación, a diferencia de la anterior, que trata el caso en estado estacionario, muestra una expresión funcional en la que los resultados de la prueba cuasidinámica se obtienen:

$$Q_u = A\{FR[(\tau\alpha)_{en}K_{\theta B}(\theta)G_B + (\tau\alpha)_{en}K_{\theta D}(\theta)G_D] - c_6uG - c_1(T_m - T_a) - c_2(T_m - T_a)^2 - c_3u(T_m - T_a) + c_4(E_L - \sigma T_a^4) + c_5 \frac{dT_m}{dt}\}$$

La ecuación permite calcular el calor útil que se obtiene en el colector solar como una función de los parámetros ópticos y térmicos.

Donde:

c_1 – coeficiente de pérdida de calor a $(T_m - T_a) = 0$

c_2 – coeficiente de pérdida de calor dependiente de la temperatura

c_3 – coeficiente de pérdida de calor dependiente de la velocidad del viento

c_4 – coeficiente de pérdida de calor por irradiancia de onda larga

c_5 – capacitancia térmica efectiva (mc)

c_6 – coeficiente de eficiencia de cero pérdida dependiente del viento

T_m – temperatura media del fluido

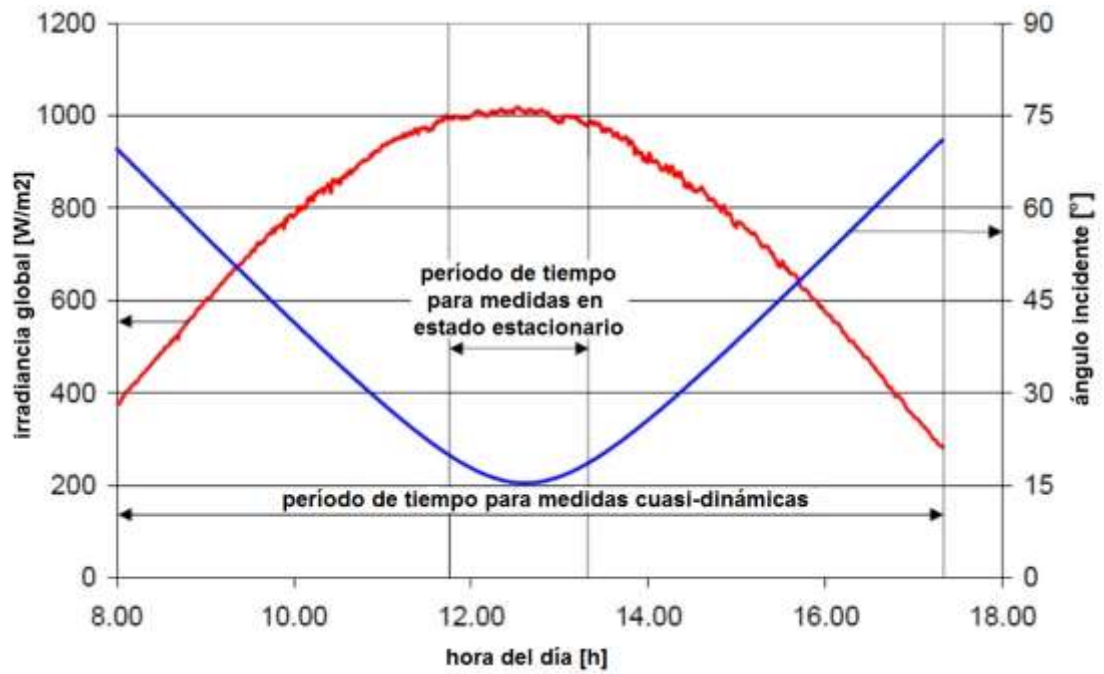


Figura 2.3 Duración entre pruebas en estado estacionario y cuasi-dinámicas

CAPÍTULO 3. Diseño y construcción de un Banco de Pruebas para Colectores Solares Planos y Calibración de Instrumentos

Para la realización de pruebas de caracterización de colectores solares es necesario contar con un banco de pruebas. Este consiste en una serie de dispositivos e instrumentos que permiten evaluar térmicamente el comportamiento de colectores solares. Los colectores solares planos requieren ser evaluados en una posición fija, en la cual se requiere a lo sumo la posibilidad de hacerle cambios al ángulo de incidencia. Sin embargo, el mismo banco podría utilizarse para otros colectores del tipo de concentración, y para ello requeriría contar el banco con dispositivos de seguimiento en uno o dos ejes. Sobra mencionar que estos dispositivos si bien aumentan la flexibilidad del banco de pruebas, incrementan la complejidad y por consiguiente su costo.

Para un banco de pruebas para colectores solares planos requerimos de una infraestructura tal que podamos exponer uno o más colectores simultáneamente a la radiación solar, suministrarles un flujo especificado a determinadas condiciones de temperatura controlada, así como equipos de medición con exactitud y precisión adecuadas y establecidas en alguna norma reconocida.

Una de las primeras normas establecidas y que ha servido de base para las subsiguientes, incluyendo a la norma mexicana, es la norma ASHARE 93-77 de los Estados Unidos. En la norma mexicana NMX-2005 se establecen los equipos

básicos que deberá contar el banco de pruebas para colectores solares planos. Ver figura 3.1.

El procedimiento seguido para aprobar un colector solar plano y otorgarle una certificación es amplio. Primero deberá seguir un procedimiento de recepción que indique las condiciones físicas a las cuales se reciben los colectores. Segundo, someterlo a pruebas de resistencia y finalmente a pruebas de rendimiento térmico, y con esta última prueba se generan las curvas de eficiencia que representan el comportamiento térmico del colector sometido a pruebas, y que servirá de comparación con otros, y así tener un base técnica para su comercialización y un respaldo de futuro buen funcionamiento por parte del usuario. Asimismo, un banco de pruebas puede utilizarse para establecer la mejoría global de un colector, ante la mejoría de una de sus partes, ya sea para mejorar estructuralmente, o cambios para reducir costos de producción del colector.

3.1 Construcción de un banco de pruebas para colectores solares

El banco de pruebas construido se basó en la propuesta de la NMX-2005, que en forma general consiste en lo que muestra la figura 3.1.

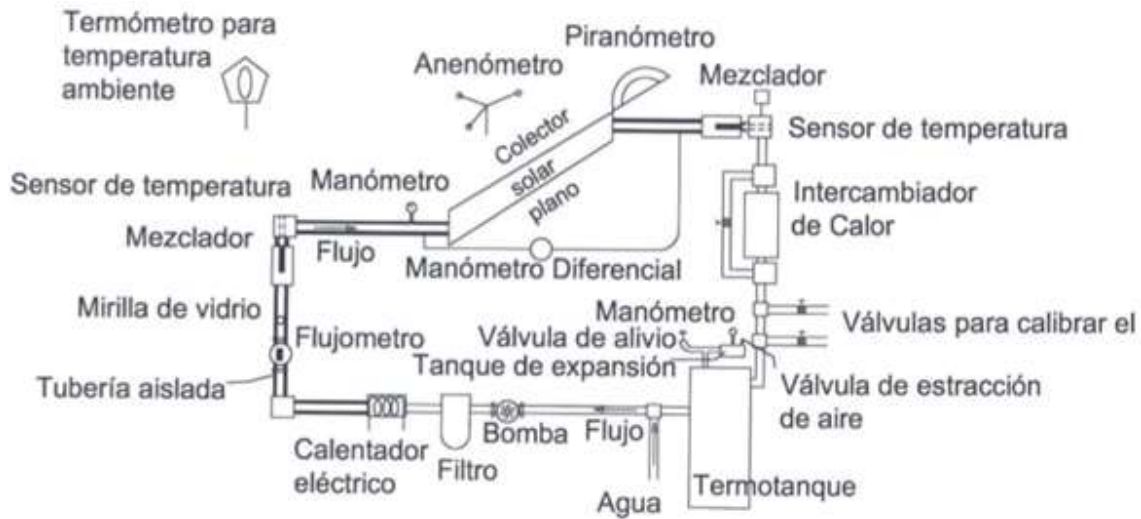


Figura 3.1 Requerimientos de un banco de prueba para colectores solares.

El banco de pruebas de colectores solares se diseñó y se construyó con el propósito de someter colectores solares planos a pruebas de rendimiento térmico, básicamente. Se construyó una base vertical metálica, con ruedas, con capacidad para dos colectores solares, y para tres posiciones angulares diferentes. Además, se construyeron dos bases para colectores con brazos metálicos a una inclinación tal que al sentarse a la base vertical se obtuvieron los ángulos deseados. Se diseñó para lograr 15, 30 y 45^oC. Figura 3.2.



Figura 3.2 Base vertical y bases de colectores.

De acuerdo a los requerimientos de un banco de pruebas se necesita un termotanque. Este dispositivo se adaptó de un calentador eléctrico marca Rheem con una capacidad de 80 galones, que cuenta con un termostato para control de temperatura de suministro. Este dispositivo engloba el termotanque y la resistencia eléctrica establecida por la norma. Cuenta con válvula de seguridad por temperatura, así como una válvula para purga del mismo tanque. A la salida del agua de suministro se instaló un sistema mezclador con el fluido proveniente del enfriador y el agua calentada por la resistencia eléctrica con la finalidad de contar con un regulador de la temperatura al propio termostato del calentador de agua, el cual no resultó la mejor opción para control de la temperatura.



Figura 3.3. Termotanque.

Para mantener el circuito cerrado y mantener la temperatura del fluido calentado a niveles apropiados se utilizó un intercambiador enfriado por aire. El equipo se enfría con un ventilador movido por motor eléctrico de $\frac{1}{2}$ hp alimentado

por corriente a 220V. Este se instaló en una estructura metálica móvil, construida de acero en ángulo de 1/4". Tiene interruptor manual. Figura 3.4.



Figura 3.4 Enfriador de agua por medio de aire.

Para regular el aumento de volumen del fluido a consecuencia del aumento en la temperatura se instaló un tanque de expansión de diafragma con una capacidad volumétrica de 1 galón (3.785 L). Figura 3.5



Figura 3.5 Tanque de expansión.

Sistema hidráulico. La tubería utilizada fue de acero galvanizado, en $\frac{3}{4}$ " y $\frac{1}{2}$ ". La salida de la bomba es en $\frac{3}{4}$ ". En cada una de los colectores solares se le instaló una válvula a la entrada y a la salida. Una conexión cruz a la entrada y a la salida con extensión de niple con la finalidad de medir tanto la presión y la temperatura en las entradas-salidas. Cada uno de los colectores se le instaló una válvula para purga y para desagüe.

3.2 Calibración de instrumentos

3.2.1 Calibración de medidores de temperatura

Instrumentos utilizados:

- a) Sistema de adquisición de datos marca Agilent 34970a
- b) Termómetro de mercurio ASTM
- c) Baño con temperatura controlada con agitación

El tiempo de respuesta de un termómetro o constante de tiempo de un termómetro se define como el tiempo requerido para que en un proceso exponencial alcance el 63.22% de su valor final.

Se realizó la prueba en un baño de agua con un calentador de resistencia variable, con agitador. Se utilizó un termómetro de mercurio ASTM para medir la temperatura del agua. El procedimiento seguido fue introducir un grupo de sensores RTD Pt 100 al baño y empezar a registrar las temperaturas y el tiempo transcurrido por medio de un sistema de adquisición de datos. El termómetro llamado patron fue un RTD Pt100 con un diámetro delgado, como se observa la figura 3.6. El RTD utilizado es uno de cuatro hilos.

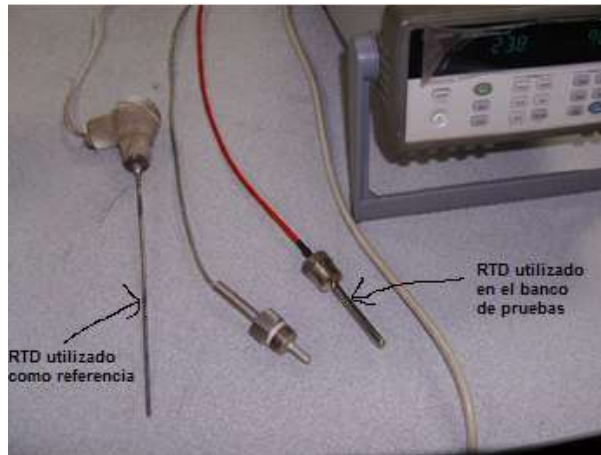


Figura 3.6 Sensores de temperatura.

Como puede observarse en la figura 3.7, el RTD patrón presentó un mejor tiempo de respuesta, así como una mejor exactitud en lo medido, de acuerdo al termómetro de mercurio ASTM utilizado en las pruebas. En la figura 3.8 se observa que el sensor de temperatura 2 tipo RTD experimentalmente nos indicó que el tiempo de respuesta de este fue de 30 segundos, esto es el tiempo transcurrido para que mostrara el 62.3% de su máxima temperatura. En la figura 3.6 se puede observar que el RTD que se tomó de referencia no llega a 5 segundos. Todas estas mediciones se hicieron en el baño de agua con agitación de la figura 3.10.

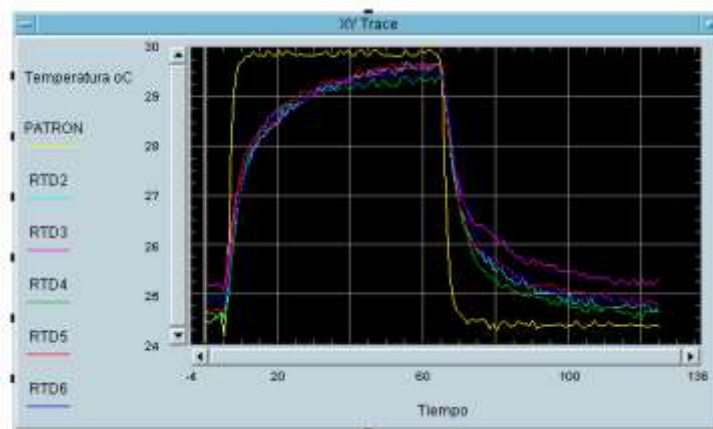


Figura 3.7. Tomada del sistema de adquisición de datos Agilent.

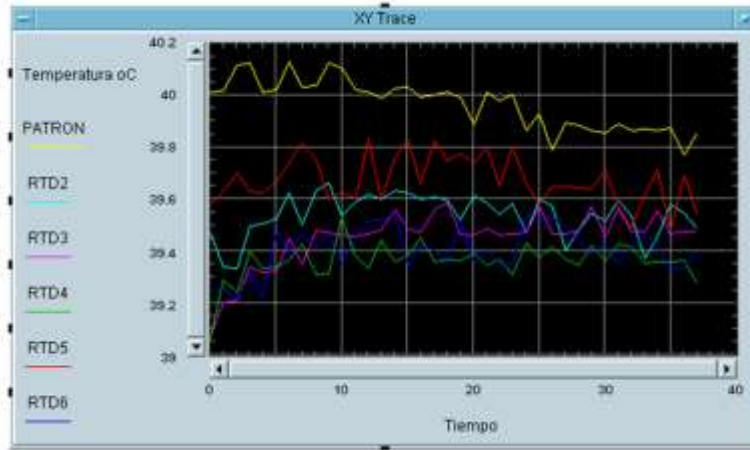


Figura 3.8 Medición de temperaturas por sistema de adquisición de datos

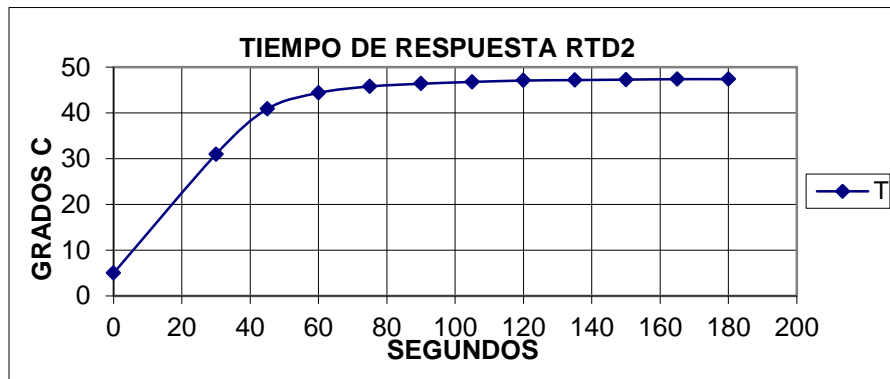


Figura 3.9 Tiempo de respuesta de RTD utilizado.



Figura 3.10 Baño de agua con agitación a temperatura controlada.

Una vez establecido el tiempo que se tardan los sensores de temperatura en arrojar una temperatura aproximada a su máxima a medir, lo siguiente es medir que tan cercana a la mejor temperatura son capaces de medir tales instrumentos. Para ello, el RTD de referencia lo calibramos por medio de un calibrador y con este comparamos el resto de los RTD. La razón de este procedimiento obedece a la imposibilidad geométrica de introducir adecuadamente al calibrador los RTD que se utilizaron. Figura 3.6.

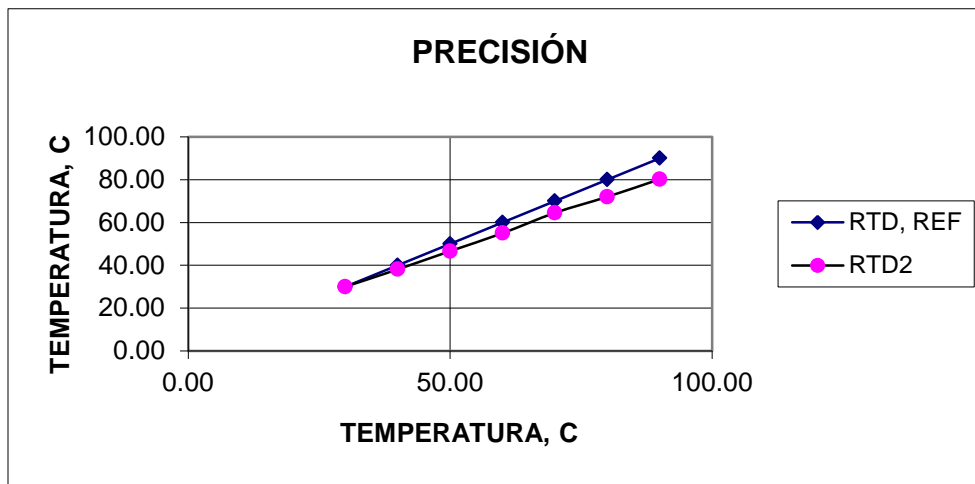
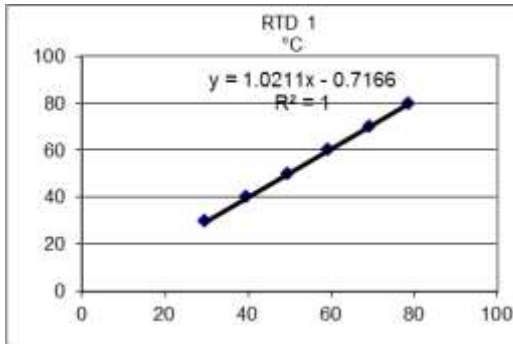


Figura 3.11 Comparación de los sensores con el de referencia

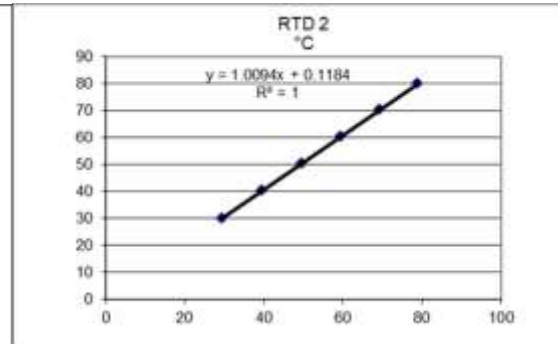
Una característica importante que se observó en el grupo de sensores de temperatura RTD Pt100 que se utilizaron fue su lenta respuesta a los cambios de temperatura, situación que no puede modificarse por ser una característica inherente al tipo de material de encapsulado del elemento de platino y su grosor. El material del encapsulado es de acero inoxidable.

El procedimiento seguido es el siguiente: Los sensores de temperatura RTD que se utilizarán se comparan con uno de referencia, y así sacar una curva para corrección. El RTD de referencia se compara con un calibrador, para sacar una

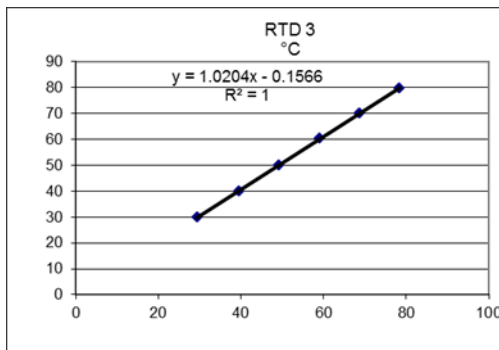
curva de calibración para el RTD de referencia. Por medio de esta curva se corrigen las primeras curvas obtenidas. Figuras 3.12 (a) - (h)



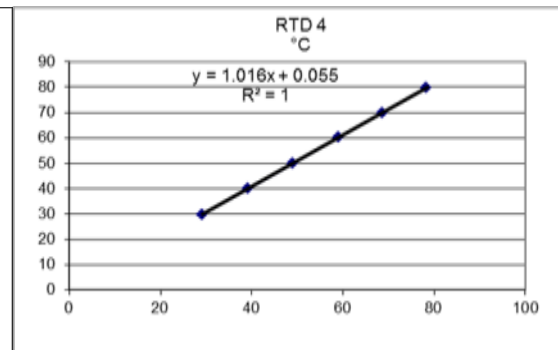
(a)



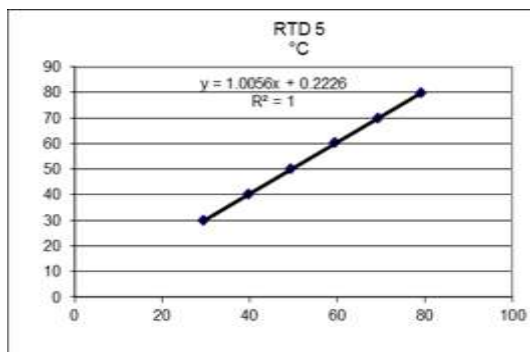
(b)



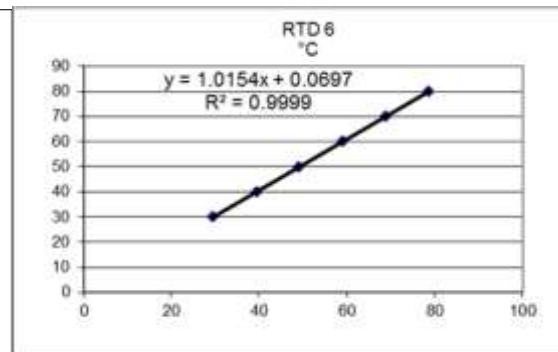
(c)



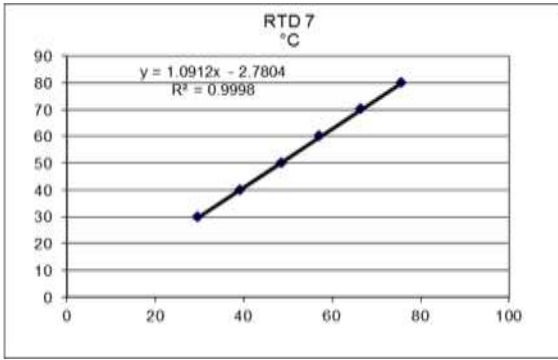
(d)



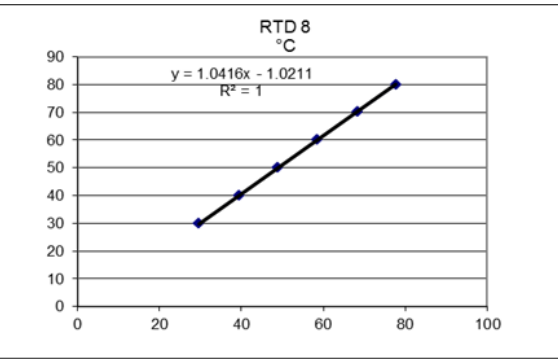
(e)



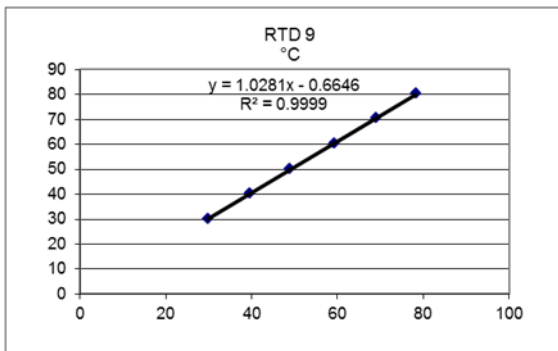
(f)



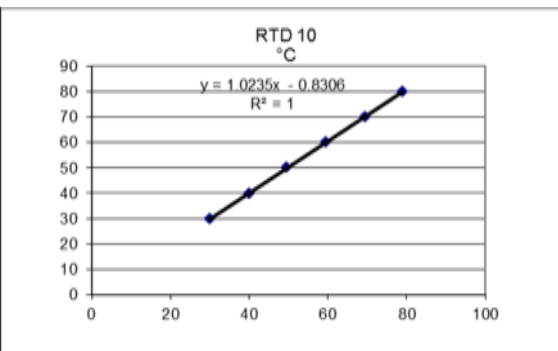
(g)



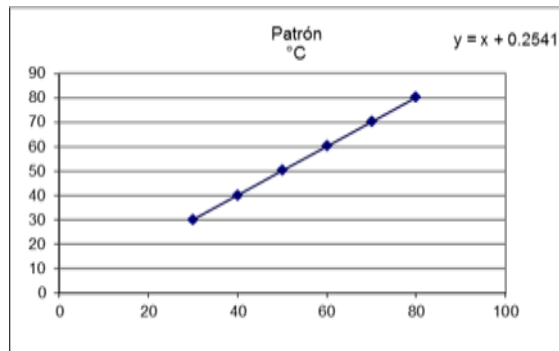
(h)



(h)



(i)



(j)

Figuras 3.12 Curvas de calibración de RTD

Para ello se realizaron algunas pruebas con el propósito determinar unas ecuaciones de operación de los RTD y mejorar la exactitud de los mismos, figura 3.11 (a-i). Para ello se obtuvieron las siguientes ecuaciones que se programaron

en el sistema de adquisición de datos y hacer los ajustes instantáneas de las temperaturas.

$$\text{RTD1: } y = 1.0211x - 0.7166; \text{RTD2: } y = 1.0094x + 0.1184; \text{RTD3: } y = 1.0204x - 0.1566;$$

$$\text{RTD4: } y = 1.016x + 0.055; \quad \text{RTD5: } y = 1.0056x + 0.2226; \text{RTD6: } y = 1.0154x + 0.0697;$$

$$\text{RTD7: } y = 1.0912x - 2.7804; \text{RTD8: } y = 1.0416x - 1.0211; \text{RTD9: } y = 1.0281x - 0.6646;$$

$$\text{RTD10: } y = 1.0235x - 0.8306.$$

Las ecuaciones anteriores están referenciadas con respecto a un RTD que se denominó patrón el cual a su vez se le comparó con un instrumento calibrador, con el objeto de hacer otro ajuste y corregir todas las ecuaciones obtenidas hasta ese momento.

Las ecuaciones ajustadas que se utilizaron finalmente en el sistema de adquisición de datos son:

$$\text{RTD1: } y = 1.0211x - 0.9705; \text{RTD2: } y = 1.0094x - 0.1355; \text{RTD3: } y = 1.0204x - 0.4105;$$

$$\text{RTD4: } y = 1.016x - 0.1989; \text{RTD5: } y = 1.0056x - 0.0313; \text{RTD6: } y = 1.0154x - 0.1842;$$

$$\text{RTD7: } y = 1.0912x - 3.0343; \text{RTD8: } y = 1.0416x - 1.275; \text{RTD9: } y = 1.0281x - 0.9185;$$

$$\text{RTD10: } y = 1.0235x - 1.0845$$

3.2.2 Calibración de flujómetros

Se utilizaron dos medidores de flujo tipo turbina marca Hedland, con sus sensores integrados en la caracterización térmica de los colectores solares planos.

Un flujómetro de turbina consiste en un rotor multi-cuchilla suspendido en la corriente de fluido sobre cojinetes que giran libremente. El fluido que impacta contra las cuchillas del rotor imparte una fuerza que causa la rotación del rotor. La

velocidad de rotación es directamente proporcional a la razón dentro de su rango lineal.

Equipo utilizado:

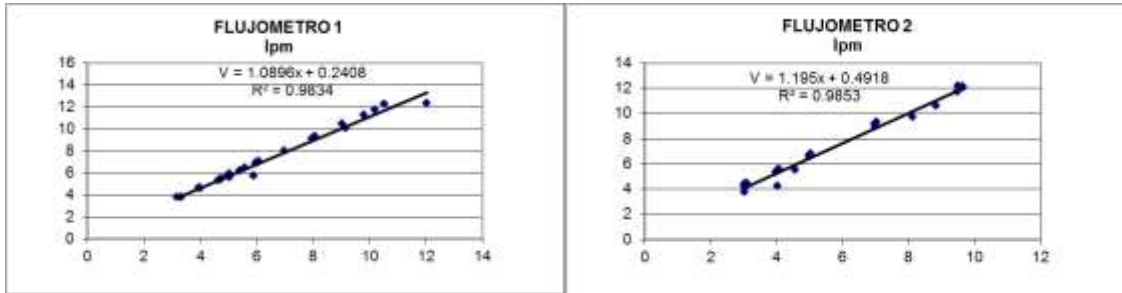
- a) Sistema de adquisición de datos marca Agilent 34970A
- b) Cronómetro
- c) Depósito de cristal aforado de 1 lt
- d) Termómetro de mercurio ASTM

Procedimiento utilizado.

El medidor de flujo tipo turbina utilizado, trae como dato un número determinado de pulsos equivalentes a determinado flujo volumétrico. En el momento de realizar una serie de pruebas se detectó que dicha equivalencia no era real. Por lo tanto se decidió determinar una curva de operación acorde a lo que medía. Para la operación del flujómetro tipo turbina se requería contar con una fuente de energía de corriente directa para energizar el elemento de detección de pulsos. Además de un sistema de adquisición de datos para coleccionarlos.

En el banco de ensayos construido se hizo correr agua municipal, se establecía un determinado flujo volumétrico que el sistema de adquisición de datos almacenaba, y por otro lado se medía el mismo flujo por medio de un dispositivo aforado de precisión. En el periodo de medición se realizaban al menos diez mediciones por medio de un volumen capturado en determinado intervalo de tiempo, se obtiene el promedio del flujo determinado. Se establecían nuevos flujos y se repetía el proceso estableciendo un buen número de mediciones, luego se graficaban y así se establecía una ecuación para el flujómetro. Una vez obtenida

la ecuación se incorporaba al sistema de adquisición de datos para que una vez obtenido el número de pulsos se ajustara al flujo volumétrico. Figuras 3.13.



Figuras 3.13 Curvas de calibración de flujómetros 1 y 2.

Una vez calibrados los medidores de flujo volumétrico y de temperaturas, para la determinación del rendimiento térmico de colectores solares, se requiere de contar con la temperatura ambiente, la radiación solar, así como la velocidad local del viento. Figura 3.14 y figura 3.15.

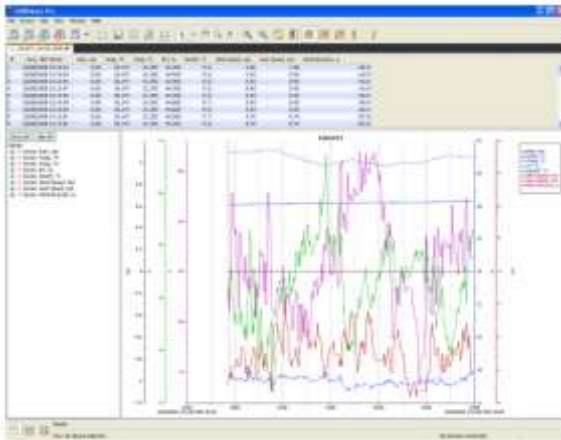


Figura 3.14 Datos meteorológicos



Figura 3.15 Variables de estación meteorológica

El sensor de la temperatura ambiente, la radiación solar global, la velocidad y dirección del viento venían incorporados integralmente en la estación meteorológica marca Hobbo. Esta estación se colocaba lo más cercana posible al banco de pruebas, y en donde no provocara sombras sobre éste.



Figura 3.16 Estación meteorológica

CAPÍTULO 4. Estudio Experimental de Colectores Solares Planos y su Análisis

4.1 Pruebas de rendimiento térmico

Las pruebas se realizaron en el banco de pruebas de colectores solares del Centro de Estudios de las Energías Renovables de la UABC. Dicho banco consiste de un sistema que opera en circuito cerrado, y cuyos equipos principales son: un calentador de agua eléctrico y su termostato, sistema hidráulico de tuberías, un enfriador por medio de aire, tanque de expansión, sistema de válvulas de corte y regulación, y una bomba centrífuga. En lo referente a la instrumentación el banco cuenta con los siguientes equipos de medición:

1. Medidores de temperatura tipo RTD Pt100.
2. Medidor de flujo de turbina.
3. Manómetros de presión
4. Piranómetro Licor.
5. Sensor de temperatura ambiente.
6. Sensor de velocidad de viento y dirección, Hobbo
7. Sistema de adquisición de datos automático marca Agilent.

Las principales medidas que se hacen en cada grupo de mediciones son: 1) flujo másico, 2) temperatura de entrada y salida del colector, 3) radiación solar incidente en el plano del colector, 4) temperatura ambiente, 5) caída de presión en el colector, y 6) velocidad del viento.

Se debe notar que para colectores solares planos con líquidos, los cambios en el flujo másico no afectan apreciablemente la operación, debido a que el coeficiente de transferencia del lado del fluido es relativamente alto. Por ello aunque la eficiencia de un colector es determinado para un valor particular de flujo másico, esta puede ser utilizada para predecir el comportamiento del colector para cualesquier otro flujo. El único efecto importante es en la caída de presión en el sistema.

La norma mexicana establece un flujo másico de prueba de 0.02 kg/s por cada metro cuadrado de área de captación.

El procedimiento estándar para determinar la eficiencia del colector requiere que las pruebas se realicen en días claros, cercanos al medio día solar, de tal manera que la radiación solar sea mayor a los 600 w/m². Como resultado de tal procedimiento el componente de la radiación directa es predominante y el ángulo de incidencia de la radiación directa es pequeño. De esta manera el término $\delta\alpha_{prom}$ en el parámetro $F_R(\delta\alpha)_{prom}A_P/A_C$ es efectivamente el producto transmisividad-absortividad para la radiación directa normal.

Lograr la condiciones anteriores restringe mucho las condiciones para pruebas de rendimiento térmico, haciéndolo más demandante en tiempo de prueba-

Una vez construido el banco de pruebas, que inicialmente se planteó una plataforma de pruebas simultáneas, con diversas tecnologías, la propuesta fue decantándose a aquellas que fuesen equiparables, esto es, en un principio se trató de incluir un sistema de tubos evacuados dentro de la prueba múltiple, sin

embargo, esta tecnología ya viene comercialmente como un sistema integral, el cual sería no comparable por incluir un dispositivo de almacenamiento que contribuye en las pérdidas y por tanto no sería razonable compararlo con un colector solar de placa ya sea plana o CPC.

Finalmente, se probaron de colectores solares, uno de placa plana, fabricado en México por Módulo Solar, y un CPC (concentrador parabólico compuesto), fabricado en Portugal.

Lo más importante de esta prueba fue la simultaneidad, esto es, ambos colectores fueron sometidos exactamente a las mismas condiciones, por lo que el resultado inmediato es cuál de ellos es térmicamente superior.

La corrida tomó varios días, puesto que se presentaron nublados que provocaron que la radiación en tales días presentaron altibajos abruptos en la radiación. El efecto era notorio debido a que la velocidad de respuesta tanto del piranómetro como los sensores de temperatura eran muy diferentes y los resultados eran erróneos. En la Figura 4.1 se presenta un perfil de radiación que resulta adecuado para la realización de pruebas. Es de destacarse que el piranómetro se coloca en uno de los colectores exactamente a la misma inclinación, 32° de éste y con el mismo azimut. Se observa que la intensidad de la radiación por encima de los 800 W/m^2 tiene una duración de casi 5 horas.

El monitoreo de variables de operación fue de 10 segundos, así como las variables meteorológicas. Dada la gran cantidad de datos obtenidos, se hizo una integración de datos de 1 minuto, y como máximo de 10 minutos. Tomar datos promediados a más de 10 minutos no resulta recomendable por la magnitud de la

variación de variables tales como la temperatura de entrada al colector, así como la irradiancia.

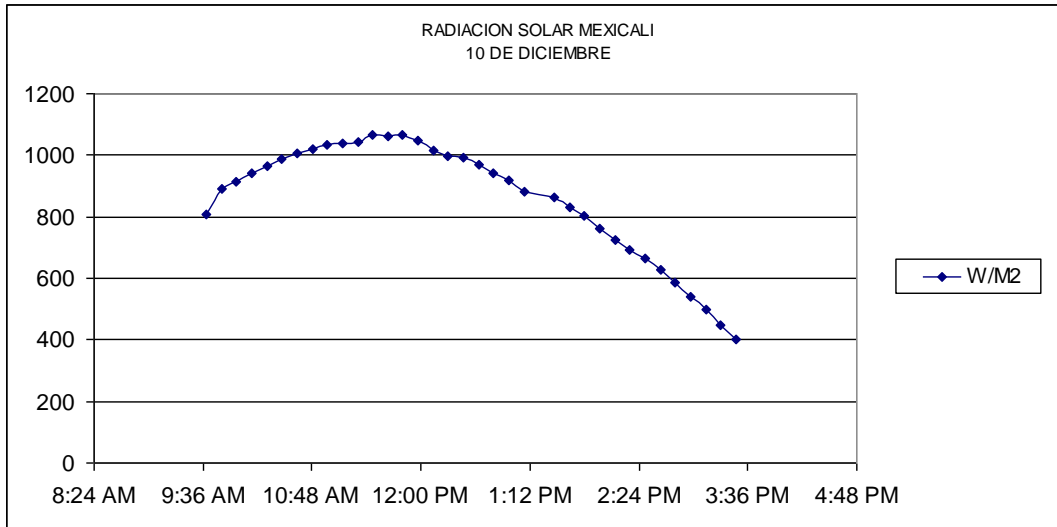


Figura 4.1 Radiación global con un piranómetro inclinado 32° y orientado al sur geográfico.

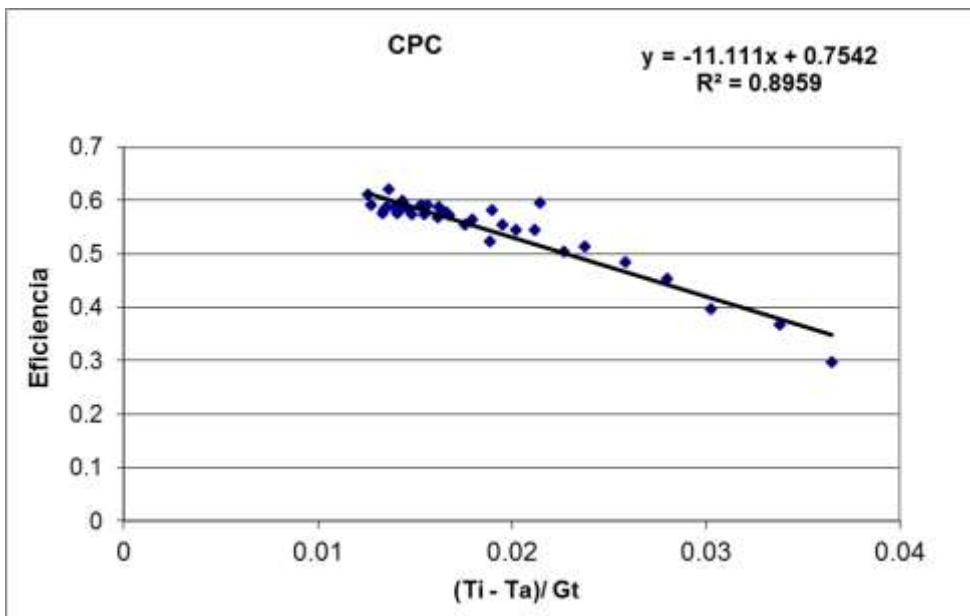


Figura 4.2 Curva de colector parabólico compuesto.

Sin embargo, haciendo una inspección de la Figura 4.2 se observa que la tendencia de los datos no es una recta, por lo que se procedió a correlacionar los

datos experimentales para una curva cuadrática. El resultado fue superior al de una recta, con un coeficiente de correlación mejor. Figura 4.3.

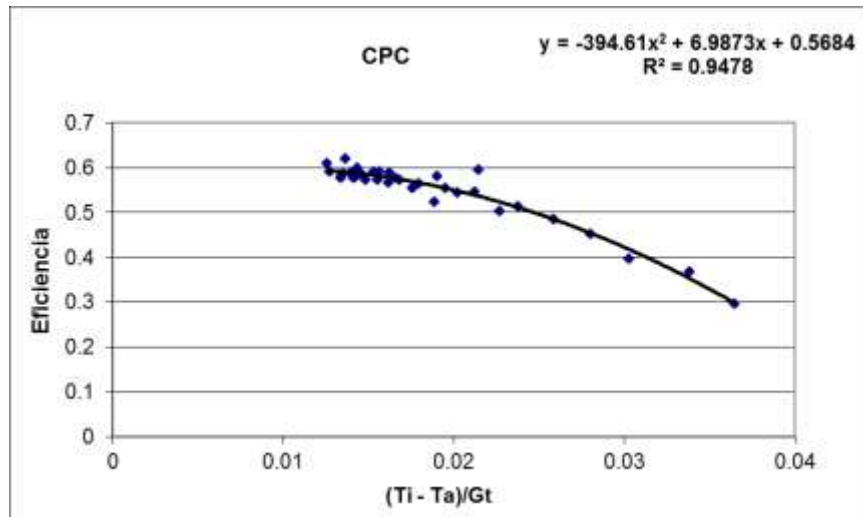


Figura 4.3 Curva cuadrática de colector parabólico compuesto.

En el caso del colector de placa plana se correlacionaron los datos experimentales de la eficiencia calculada a partir de datos experimentales de flujo volumétrico y temperaturas de entrada y de salida, así como de la radiación recibida por su área de captación. Al correlacionarlos para una curva recta se obtuvo la Figura 4.4. Sin embargo, dicho resultado gráfico sugiere que la recta no es la mejor curva para tales datos experimentales.

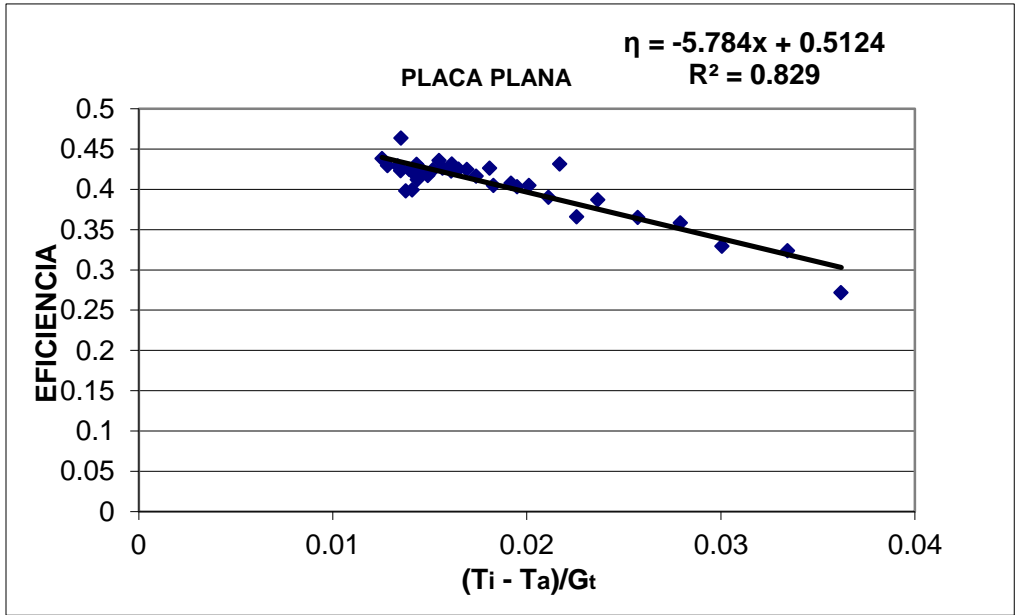


Figura 4.4 Curva de colector placa plana.

Con los datos de eficiencia obtenidos a partir de datos experimentales y graficar con la diferencia de temperaturas experimentales de entrada y salida del colector y la irradiancia, se correlacionaron para una curva de segundo grado. Se obtuvieron mejores resultados que para la correlación anterior, con mucha mejor coeficiente de correlación. Figura 4.5.

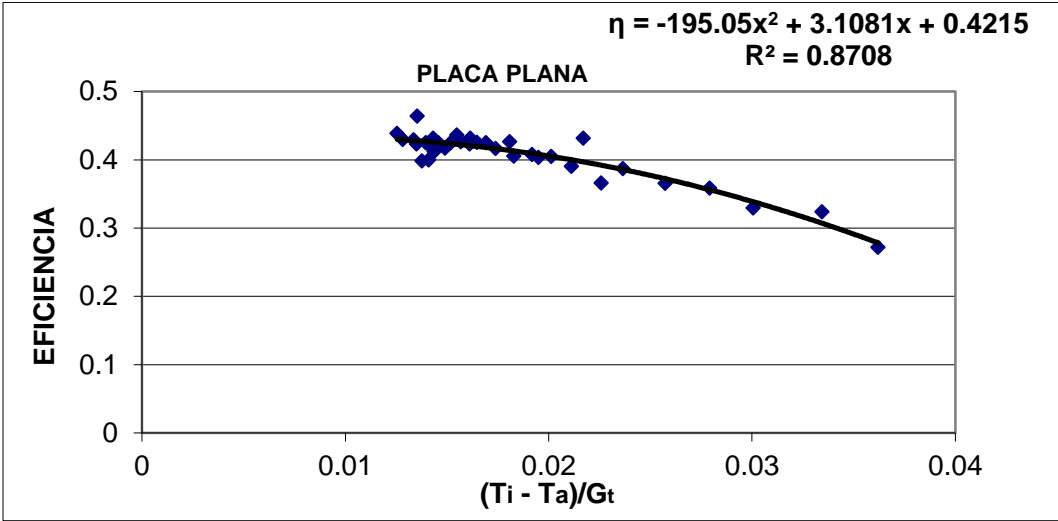


Figura 4.5 Curva de eficiencia de segundo orden para placa plana.

En la Figura 4.6 se agrupan el resultado de las eficiencias de operación de ambos colectores. Dada la simultaneidad de las pruebas resulta válido presentarla como un gráfico de eficiencias en el tiempo. En ella resulta evidente lo que la literatura señala, que un colector parabólico compuesto es superior a uno plano. Cabe destacar la baja eficiencia del colector placa plana.



Figura 4.6. Eficiencias simultáneas en el tiempo.

Las pruebas de exploración y adecuación del método no prosiguieron debido a una fuga que presentó el CPC dentro del contenedor de los tubos absorbedores y las placas concentradoras. Figura 4.32. Asimismo, uno de los sensores de flujo volumétrico de turbina utilizados en la medición del flujo del agua, empezó a presentar inconsistencias en sus medidas, por lo que se dejó de utilizar.



Figura 4.32 Fuga en el colector CPC.

4.2 Aplicación del método en dos colectores solares de placa plana

Una vez sensibilizado sobre el procedimiento y problemas de operación del banco de pruebas de colectores se aplicó el equipo construido y el método de prueba de rendimiento en un par de colectores solares planos. En ellos se presentaba una necesidad de una empresa local de fabricar su propio colector solar, o distribuir uno producido en China.

Para este caso no se pudo utilizar el banco de pruebas en forma simultánea debido a la incertidumbre que presentaba en sus medidas el sensor del flujómetro de turbina, por lo que se procedió a obtener la curva de rendimiento para cada uno de los colectores. Una vez obtenidas se pudieron comparar con curvas de rendimiento de colectores comerciales, obtenidos en la literatura abierta.

Para efectos de clasificación se le denominó colector persal al colector solar plano fabricado y ensamblado en Mexicali, y al colector plano traído de China se le denominó colector chino.

4.2.1 Caracterización del Colector Solar Plano Persal

Está construido el gabinete en placa de acero inoxidable, con tubo de cobre 3/8" y cabezal de cobre de 1 pulgada DI.

El área efectiva de captación solar se tomó como el área expuesta de la cubierta transparente, con 2.178 m².

Cuenta con aislamiento de fibra mineral en la parte posterior y parcialmente en las partes laterales. El sistema interno de tubería es de cobre con aleta soldada con laser, la cual es producida en Alemania y del tipo película selectiva.

En la Figura 4.7 se muestra la curva característica de eficiencia para el colector Persal, en ella se muestra la eficiencia instantánea para períodos de integración de 1 minuto.

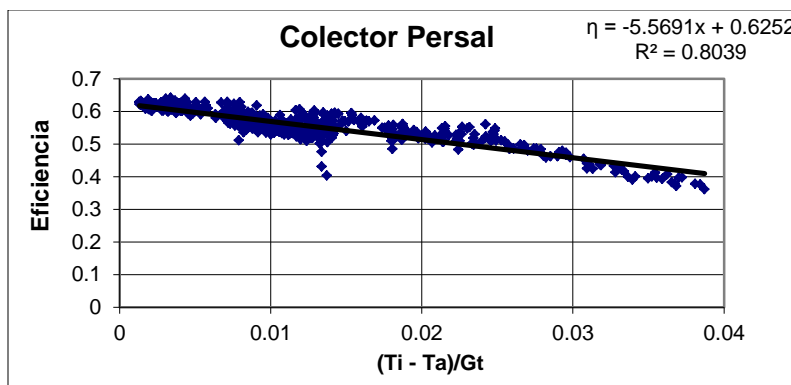


Figura 4.7 Curva de eficiencia con integración a 1 min.

Para una integración a 10 minutos de los datos instantáneos se obtiene la Figura 4.8, con una mejor correlación para una recta.

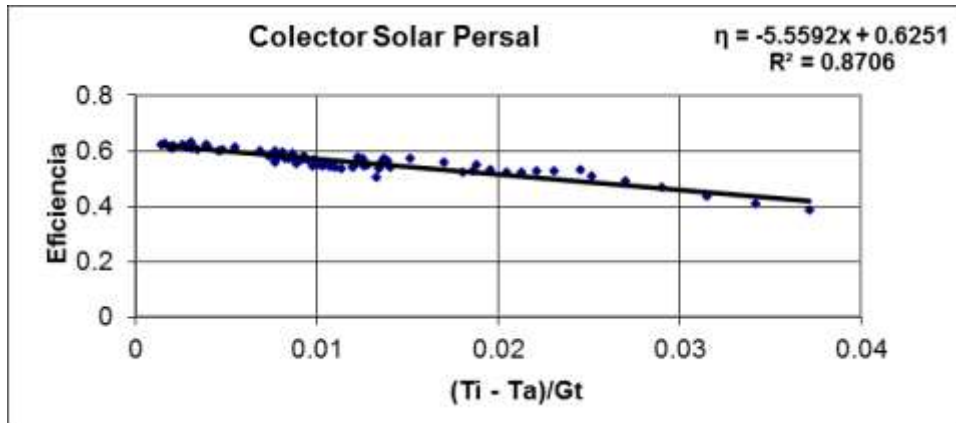


Figura 4.8 Curva de eficiencia con datos integrados a 10 min.

En la Figura 4.9 se observa el comportamiento normal del colector durante el período de máxima radiación solar del día.

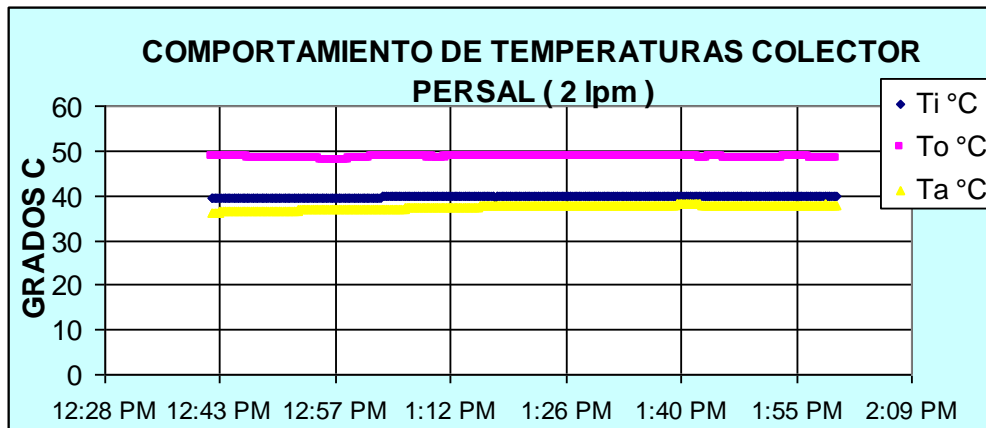


Figura 4.9 Comportamiento de temperaturas para 2 lpm.

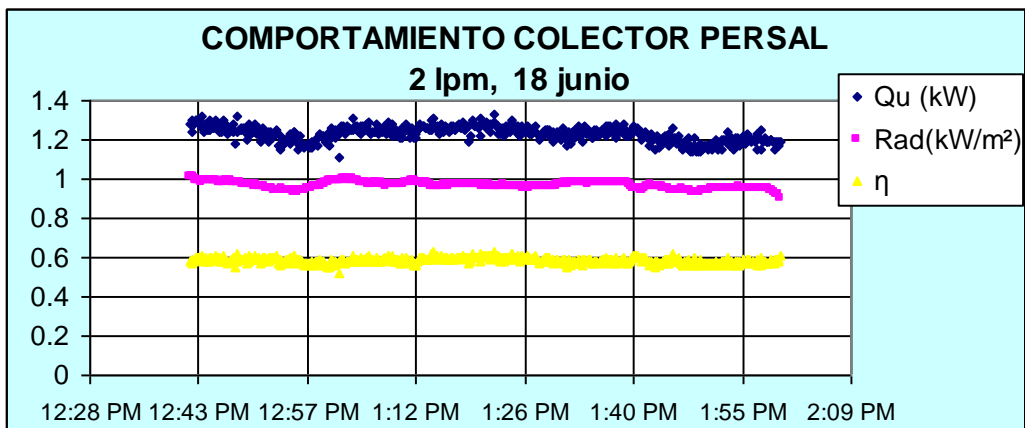


Figura 4.10 Comportamiento de colector Persal a 2 lpm.

En la Figura 4.11 se presenta el comportamiento de la eficiencia del colector Persal para un flujo de 3 lpm que fue el máximo flujo utilizada para las pruebas, así como la radiación solar incidente sobre el plano del colector.

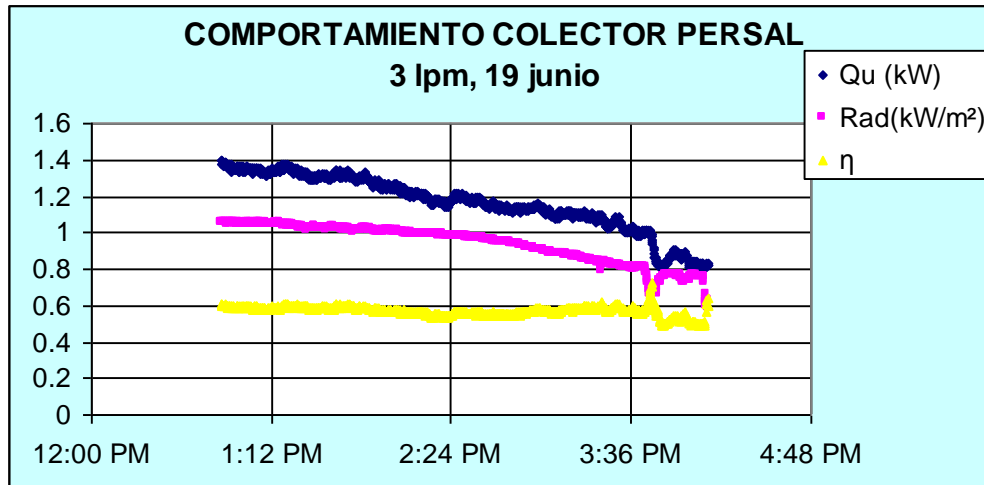


Figura 4.11 Eficiencia térmica a 3 lpm.

Fecha: 19 de junio	Radiación promedio: 775 W/m ²
T _i promedio: 38.7 ^o C	T _o promedio: 45.1 ^o C
Flujo de agua: 3 lpm	η _{prom} : 0.57%

En la siguiente Figura se presenta el comportamiento de las temperaturas de colector para un flujo másico de 2.75 lpm con una temperatura de entrada promedio de 39.6^oC.

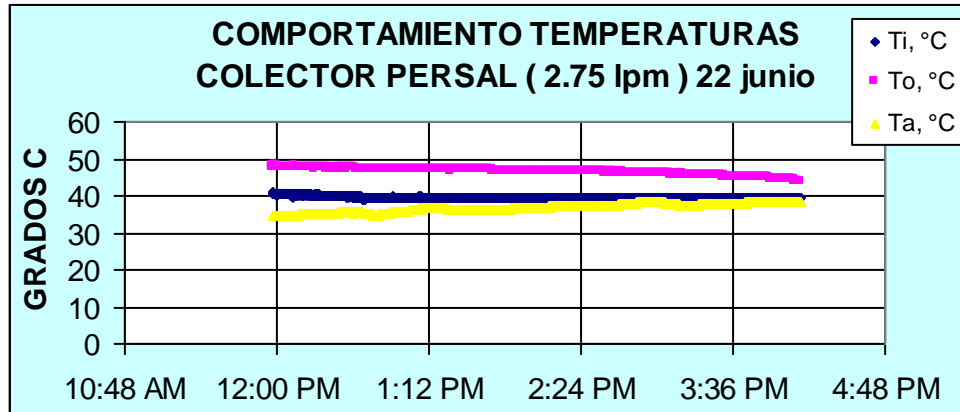


Figura 4.12 Comportamiento de temperaturas a 2.75 lpm.

Comportamiento de la eficiencia del colector Persal para un flujo de 2.75 lpm, así como la radiación solar global incidente en su plano normal.

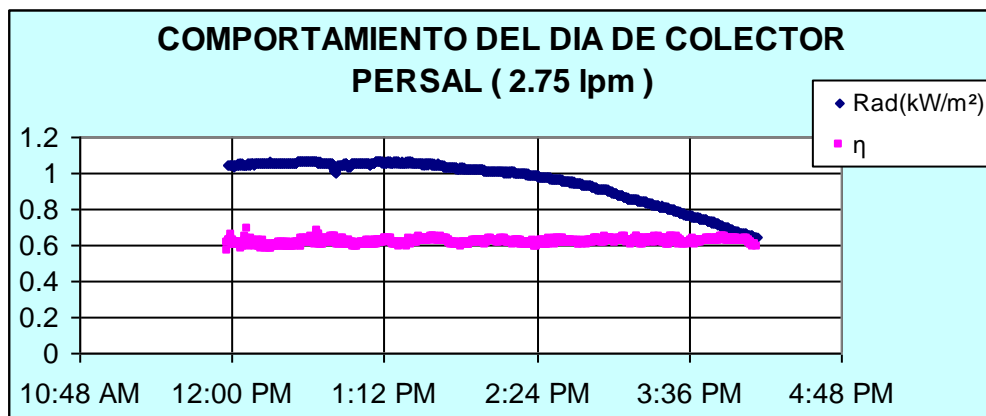


Figura 4.13 Eficiencia a 2.75 lpm.

La siguiente Figura muestra las condiciones de prueba para el colector Persal con el flujo mínimo de prueba. Como puede observarse en las dos siguientes Figuras la eficiencia se ubicó entre 58% promedio, para una temperatura promedio de entrada al colector de 39.5°C.

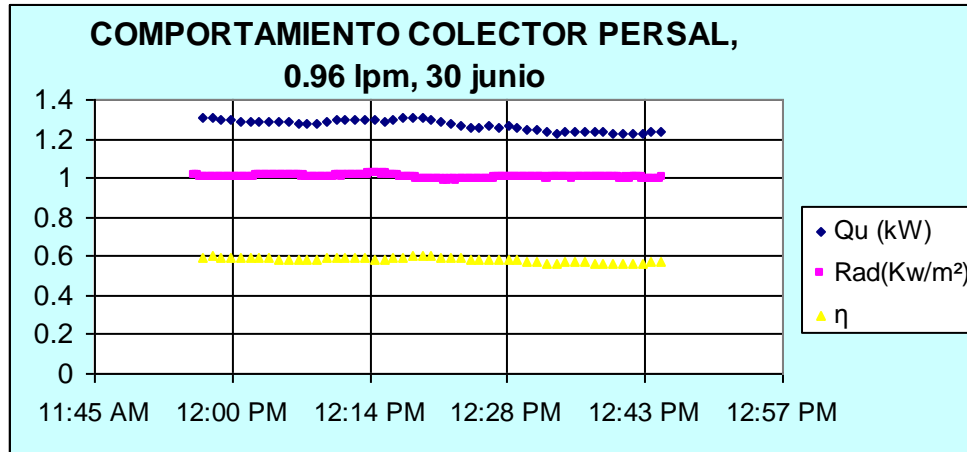


Figura 4.14 Eficiencia térmica a 0.96 lpm.

En la Figura siguiente se presenta la prueba en la cual se obtuvo el mayor diferencia en la temperatura de entrada y salida del colector.

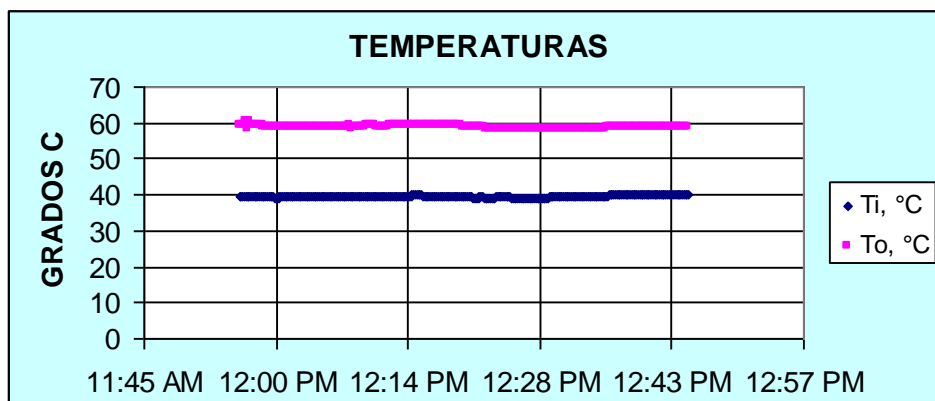


Figura 4.15 Comportamiento de temperaturas a 0.96 lpm.

El colector persal tiene unas salientes metálicas que le dan unas características propias de flexibilidad en el armado y desarmado, sin embargo estas salientes en forma de pestañas representan aproximadamente 16% de incremento en área expuesta o de transferencia en relación al área que tendría el colector en el caso de no tenerlas. Esto es, incrementan en aproximadamente la misma cantidad las pérdidas que el colector normalmente tiene, independientemente del tipo de aislamiento utilizado.

4.2.2 Caracterización del Colector Chino

Todas las pruebas realizadas en el colector Chino se realizaron con un flujo volumétrico de 2.5 lpm. En la figura 4.16 se presenta la curva de eficiencia para una integración de 10 minutos de los datos instantáneos medidos. Se obtiene un coeficiente correlación alto para una relación lineal.

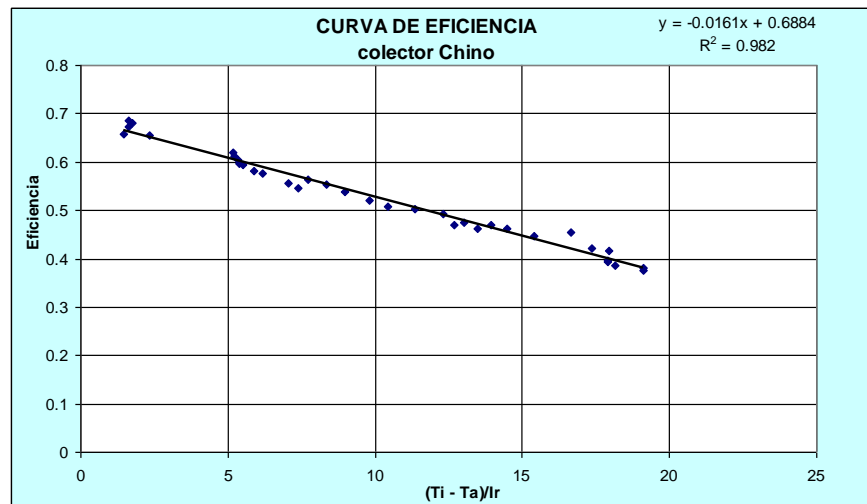


Figura 4.16 Curva de eficiencia datos integrados a 10 minutos.

En las figura 4.17 se presenta el comportamiento de los datos para el periodo de mayor irradiancia observándose la dispersión de los datos para las mediciones instantáneas y en la figura 4.18 se aprecia como la temperatura de entrada al colector se incrementa y la variación en 10 minutos no es mayor a 1 minuto.

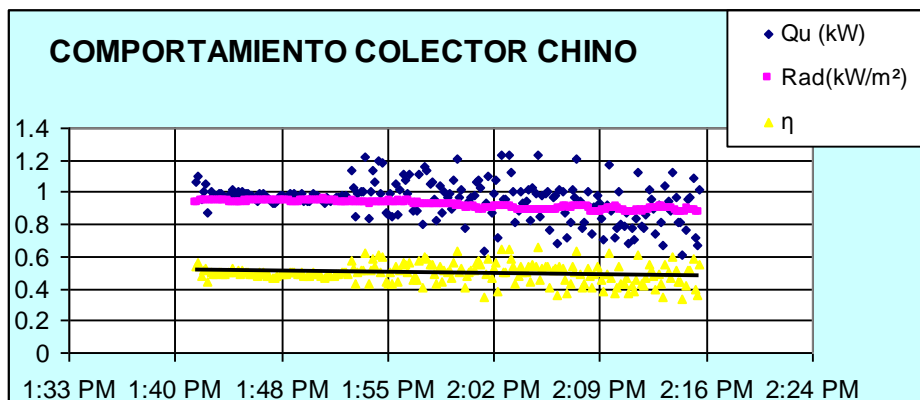


Figura 4.17 Comportamiento de la eficiencia.

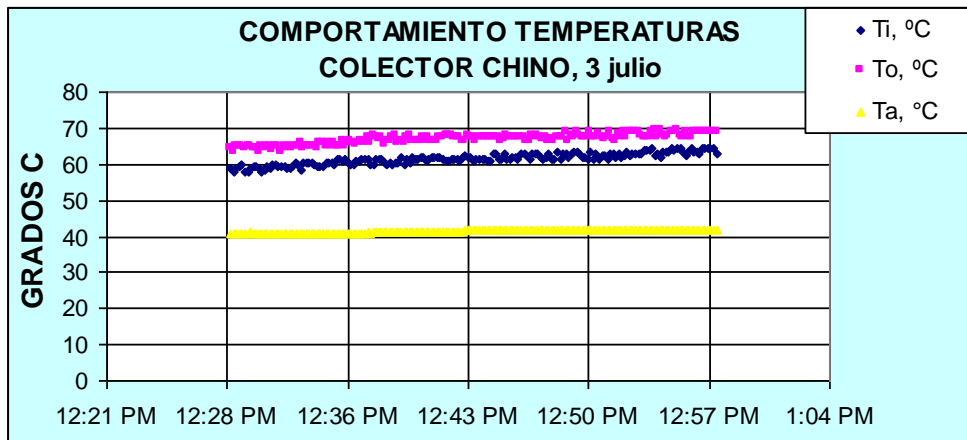


Figura 4.18 Comportamiento de temperaturas.

Las figuras 4.19 y 4.20 muestran el comportamiento del colector para las mayores temperaturas de prueba logradas, llegando hasta una diferencia de temperaturas entre la entrada y la temperatura ambiente de 30°C , incrementándose las pérdidas de calor, y por tanto disminuyendo la eficiencia de operación.

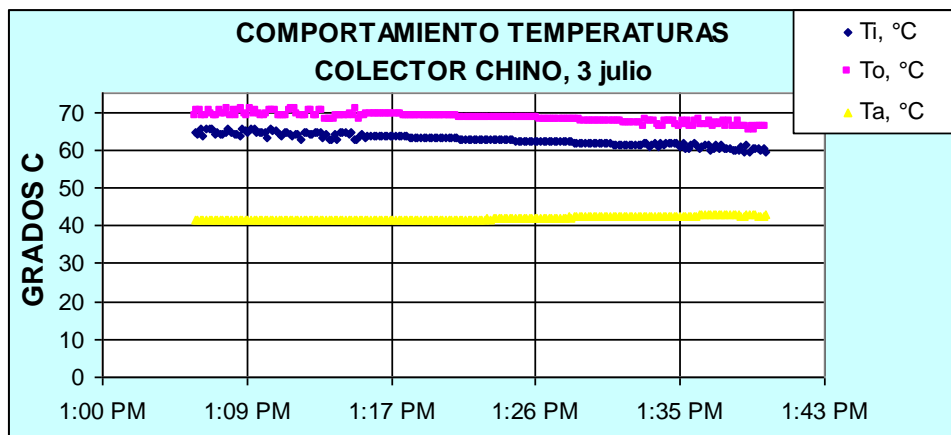


Figura 4.19 Comportamiento de temperaturas de colector Chino.

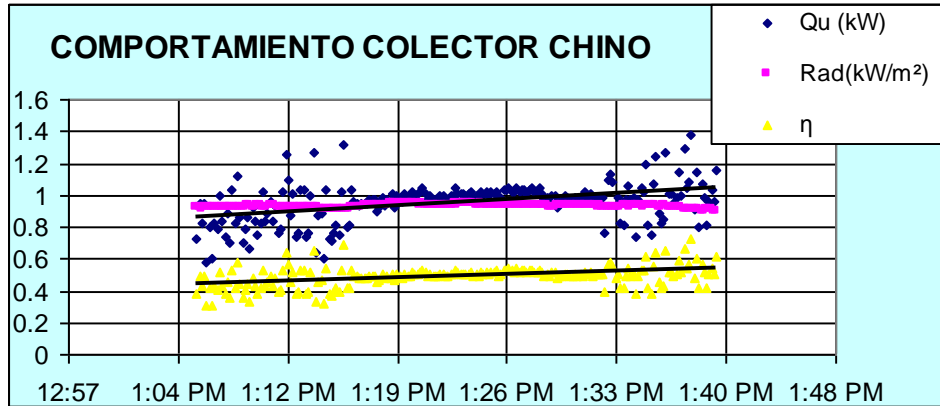


Figura 4.20 Comportamiento de eficiencia con alta T_i de prueba.

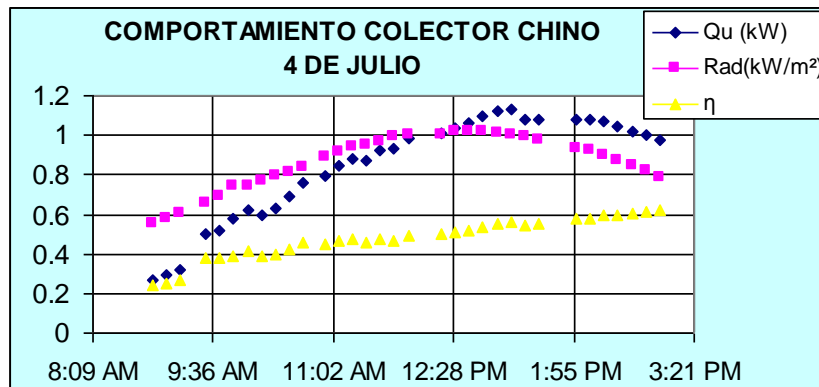


Figura 4.21 Comportamiento de colector Chino un día de verano.

El aislamiento utilizado, no cubre gran parte del área lateral superior del colector, lo cual representa la mayor pérdida de calor que no debiera tener el colector. Se sugiere que no se deje expuesta alguna parte metálica sin aislar, aún si esta se reduce de altura. Esta es la mayor pérdida de calor detectada en el colector Persal.

El comportamiento mecánico de los tubos de cobre y las aletas soldadas a los tubos del colector Persal no mostraron un buen comportamiento, ya que los tubos internos mostraron un apreciable pandeo hacia abajo, sin embargo las dos

hileras de ambos extremos no presentan en forma apreciable dicho pandeo. Las aletas empezaron a mostrar distorsión superficial antes del inicio de las pruebas con flujo de agua, esto es, solo con la exposición al sol. Cabe aclarar que desde que se recibió el colector Persal ya venía con irregularidades en la superficie provocadas aparentemente por la manipulación mecánica para cortar y soldar secciones de los mismos. Por otro lado a pesar del pandeo mencionado, no se apreció ninguna fuga, ni tampoco algún tipo de corrosión durante el periodo de prueba, que va desde que se expusieron al sol a finales del mes de Mayo, hasta el 4 de Julio, que finalizaron las pruebas.

4.3 Análisis de Información y Resultados

La información siguiente se genera a partir de las curvas de eficiencia generadas para los colectores solares planos Persal y Chino, con el objetivo de hacer un comparativo con otros colectores que se reportan en la literatura abierta y se hacen los ajustes en relación a la radiación para reportarlos como curvas de eficiencia con respecto a las diferencias de temperaturas entre la entrada y el medio ambiente.

En las Figuras 4.22 y 4.23 se presenta un comparativo del comportamiento de la eficiencia térmica de los colectores Persal y Chino, con respecto a las diferencias de temperaturas de entrada y ambiente, para dos niveles de radiación, bajo (600 w/m^2) y alto (900 W/m^2). Observándose que el desplazamiento entre ambas curvas se invierte a partir de aproximadamente 15°C , Figura 4.22 y 30°C , Figura 4.23.

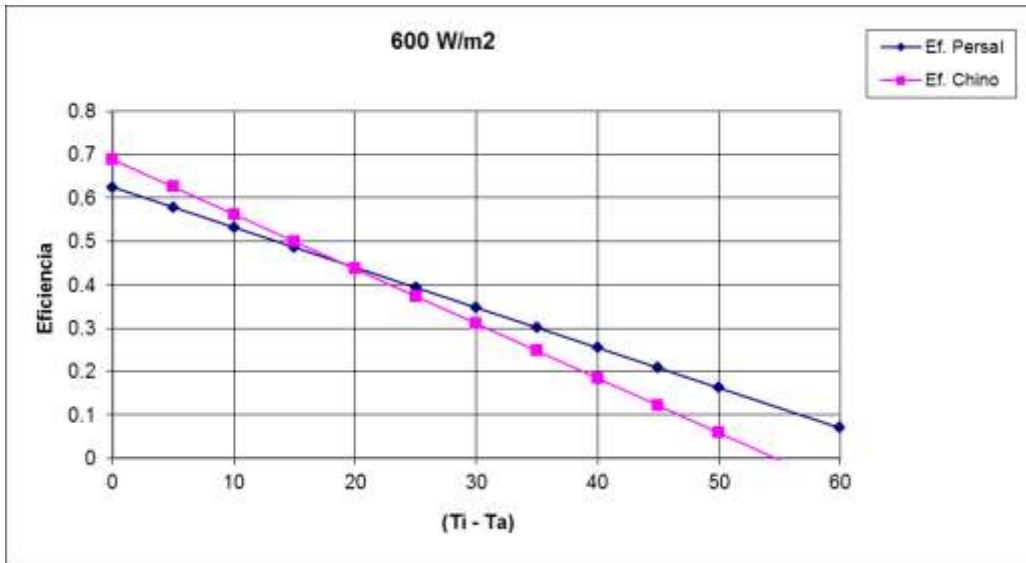


Figura 4.22 Curvas de eficiencia de colectores Persal y Chino a 600 W/m².

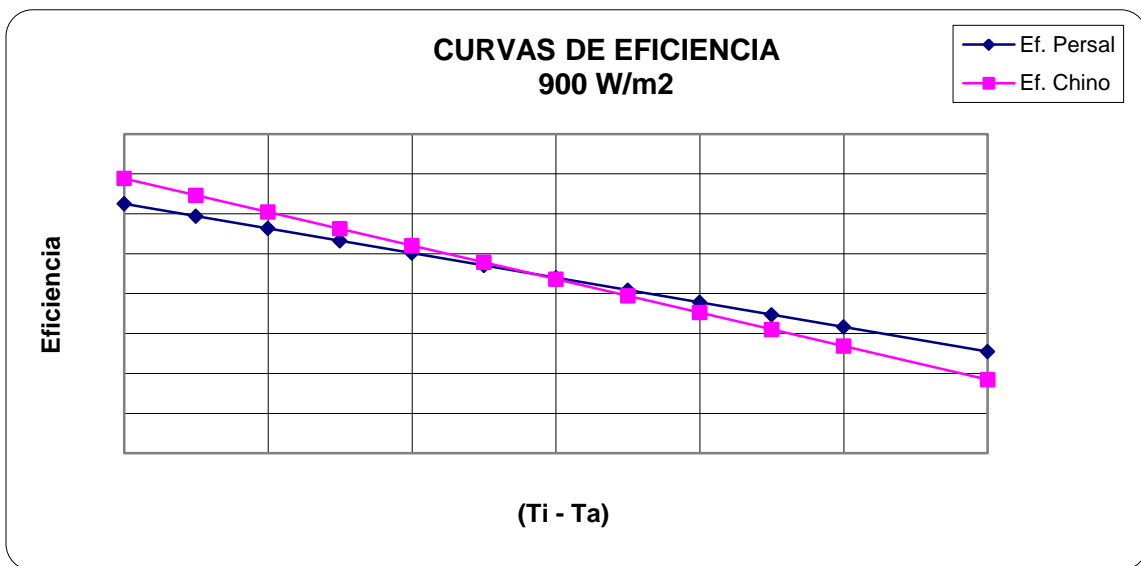


Figura 4.23 Eficiencias térmicas de colectores Persal y Chino a 900 W/m².

En la Figura 4.24 se presenta el comportamiento de la curva de eficiencia térmica de colector Persal para diferentes niveles de radiación solar.

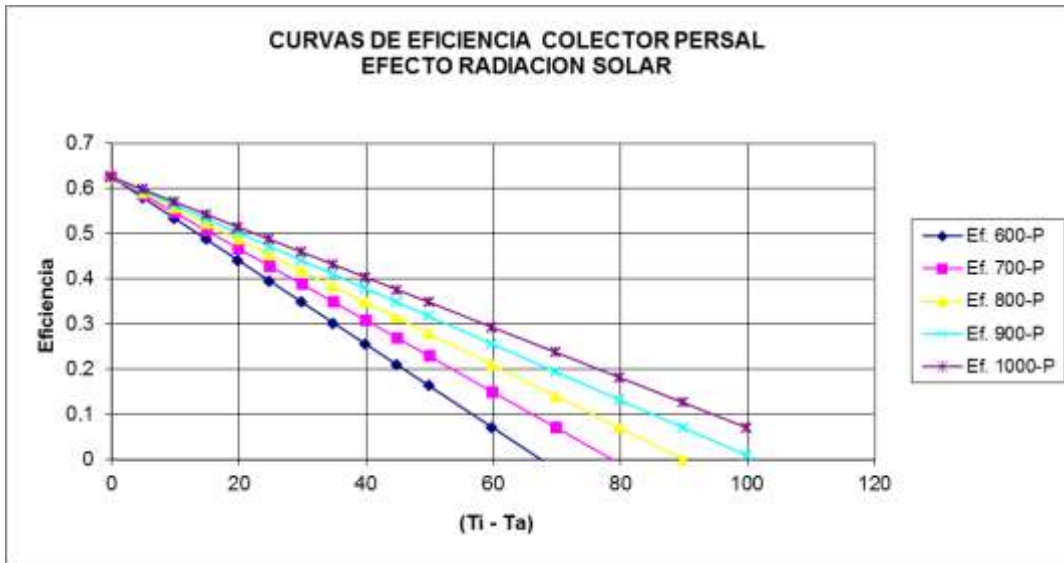


Figura 4.24 Efecto radiación solar en curva de eficiencia de colector persal

La Figura 4.25 se muestra el efecto de la radiación solar para el colector solar Chino.

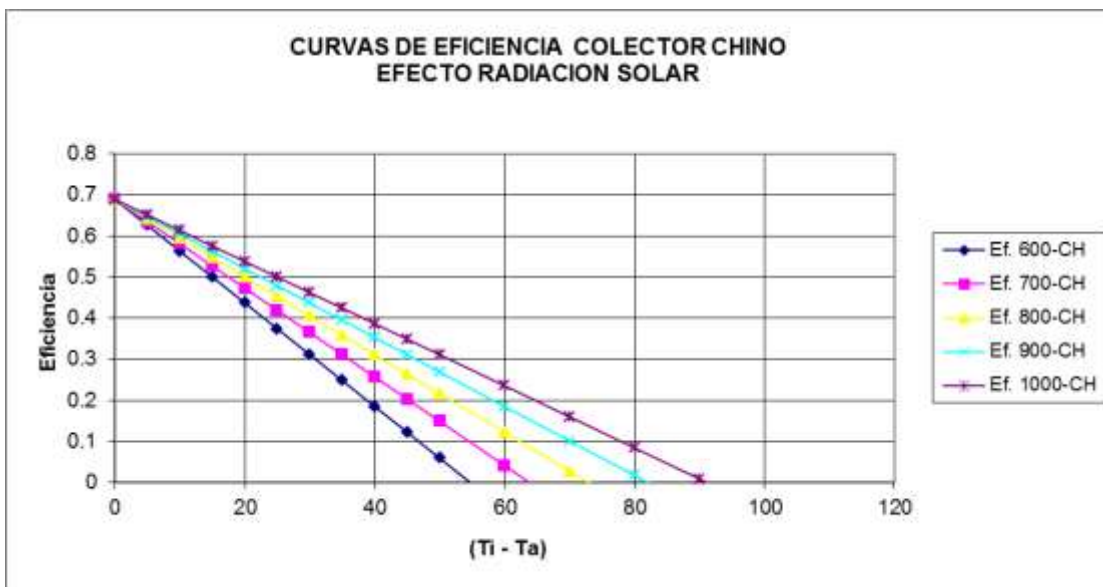


Figura 4.25 Influencia de la radiación solar en eficiencia colector Chino.

Para poder ubicar nuestras mediciones con respecto a otros colectores del mismo tipo se seleccionaron aleatoriamente dos colectores certificados en los

Estados Unidos del mismo tipo con cubierta selectiva. Los colectores seleccionados son :

- 1) BBT North America Corp. (USA)
 Area neta de apertura: 2.089 m².
 Gabinete de fibra de vidrio.
 Cubierta de vidrio templado de bajo contenido de hierro.
 Material absorbente con tubo de cobre y placa de cobre.
 Cubierta absorbente de cubierta selectiva
 Aislamiento de lana mineral.

- 2) General Solar Systems GmbH (Austria)
 Area neta de apertura: 2.336 m².
 Gabinete de aluminio.
 Cubierta de vidrio templado.
 Material absorbente con tubo de cobre y placa de cobre.
 Cubierta absorbente de cubierta selectiva
 Aislamiento de roca mineral.

El colector Chino es comparable para diferencias pequeñas de temperaturas de entrada-ambiente. El colector Persal tiene mayor desventaja desde el punto de vista térmico a pequeñas diferencias de temperatura entrada-ambiente. Tiende a hacerse comparable a mayor diferencia de temperaturas entrada-ambiente

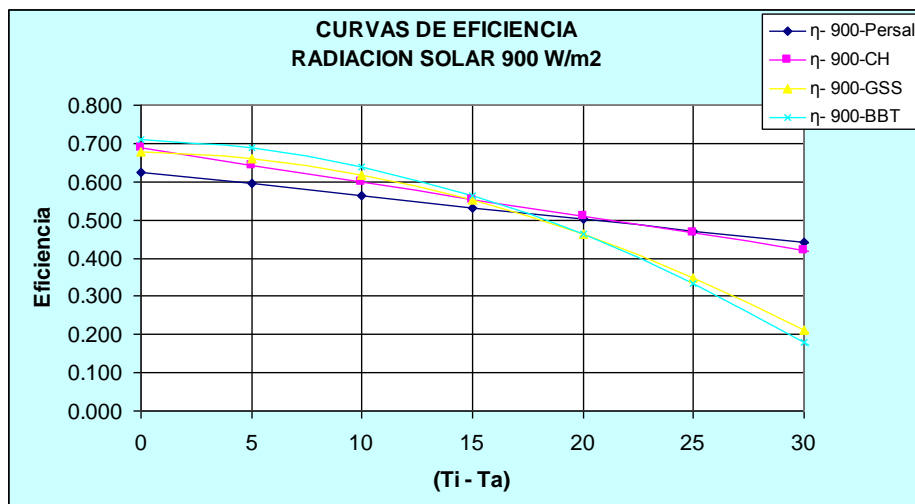


Figura 4.26 Variación de la eficiencia térmica con $T_i - T_a$.

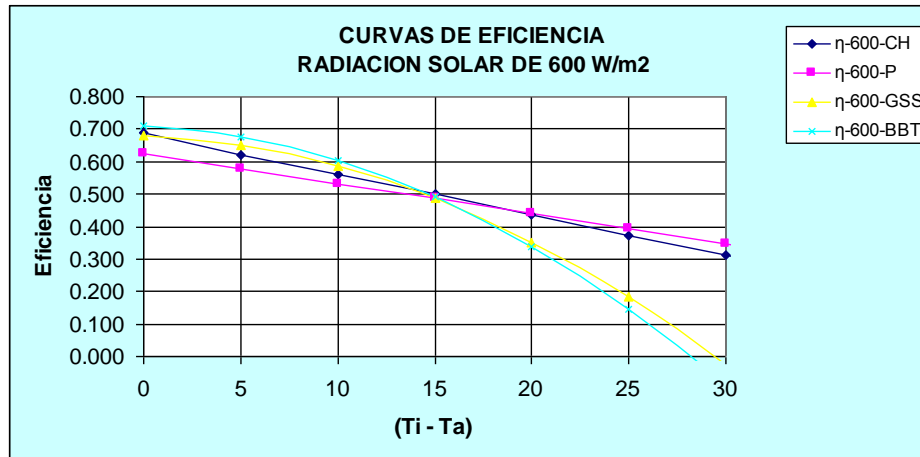


Figura 4.27 Variación de la eficiencia térmica con $T_i - T_a$.

En la siguiente Figura podemos observar el efecto en la eficiencia de la temperatura de entrada al colector. Es notorio que la eficiencia del colector decae sustancialmente conforme la temperatura de entrada se incrementa. Por lo que es importante mantener lo más baja posible la temperatura a la entrada, esto es, muy próxima a la temperatura del medio ambiente prevaleciente. Cabe precisar que para dos colectores conectados en serie no es posible lograr la mayor eficiencia para el segundo colector, y menos para un tercero.

El colector Chino tuvo un mejor comportamiento térmico, en el intervalo inferior de temperaturas, es mejor térmicamente hablando para diferencias de temperatura entre la temperaturas de entrada y la del ambiente. La tendencia se invierte para diferencias de temperaturas medias y grandes.

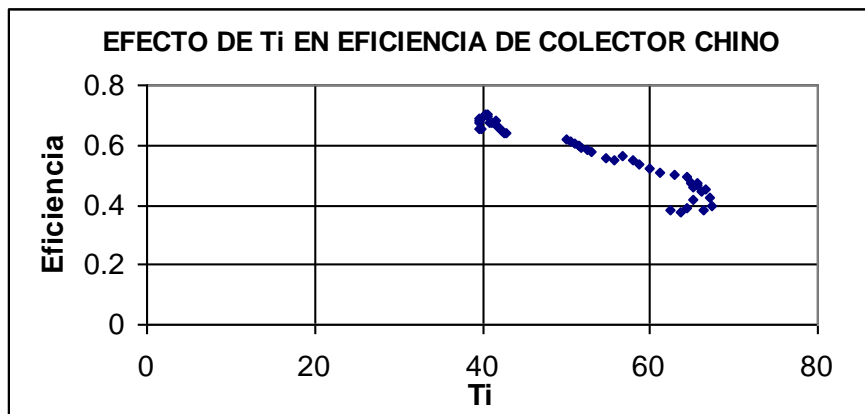


Figura 4.28 Efecto de Ti en la eficiencia.

Asimismo, de la Figura anterior se puede observar un decaimiento en la eficiencia de los colectores de 0.7 a 0.4 para un cambio en la temperatura de entrada de 40°C a casi 70°C. Tabla 4.8.

Ti, °C	η	Rad, W/m ²
51.0	0.604	843
50.5	0.611	820
50.1	0.620	785
63.0	0.504	1005
60.0	0.520	1017
58.8	0.539	1016
56.8	0.563	1004
55.7	0.546	990
66.0	0.447	885
65.1	0.462	945
62.5	0.380	655
63.8	0.376	688
64.5	0.393	741
66.4	0.386	769
67.3	0.397	796
39.6	0.681	648
40.1	0.693	761
41.2	0.673	888
42.8	0.643	1001

Tabla. 4.1 Efecto de la temperatura de entrada.

El efecto del flujo másico sobre la eficiencia, si bien teóricamente la eficiencia deberá incrementarse conforme mayor es el flujo másico que pasa por el colector. En la siguiente tabla con datos experimentales no se aprecia dicho

comportamiento claramente, por lo que podemos concluir que en el intervalo de flujos usados en la experimentación no tiene un efecto importante, por lo que los resultados obtenidos para un flujo determinado, pueden aplicarse a los otros con confianza.

Flujo, lpm	η	$T_i, ^\circ\text{C}$
2.11	0.527	42.1
2.05	0.571	38.9
2.04	0.586	39.8
3.02	0.570	43.3
3.02	0.537	48.3
2.74	0.616	39.6
2.67	0.563	47.6
0.99	0.580	41.1
0.96	0.577	39.5

Tabla 4.2 Efecto del flujo en la eficiencia.

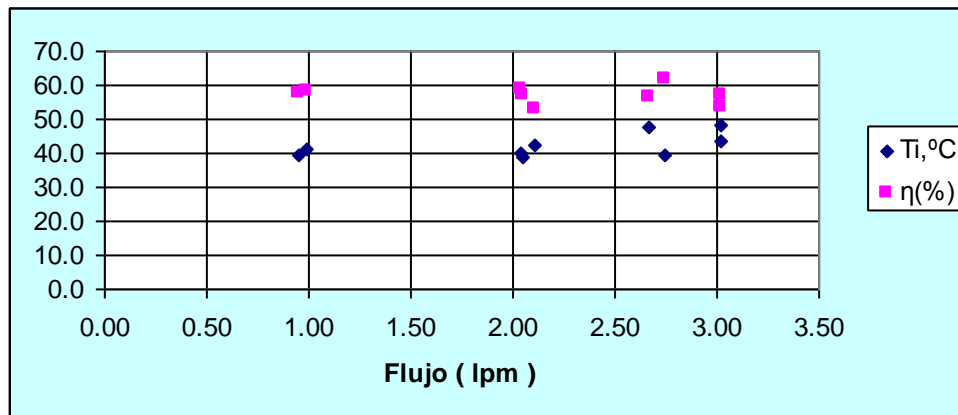


Figura 4.29 Efecto del flujo en eficiencia de colector

De acuerdo a la ecuación de eficiencia obtenida para el colector solar plano Persal, se estiman las temperaturas que se pueden obtener para dos días diferentes. Uno es un día correspondiente a Diciembre, y el otro corresponde al mes de Junio. Ambos días son completamente soleados, con una medición de energía solar incidente para un plano a 30 grados para Diciembre, y el otro para un plano inclinado a 25 grados para Junio.

En la Figura 4.30 y 4.31 se realiza un ejemplo de operación para el colector Persal, asumiendo condiciones experimentales ambientales, aplicándolos a la curva de eficiencia térmica y así poder estimar las temperaturas de salida del colector para diferentes flujos de operación.

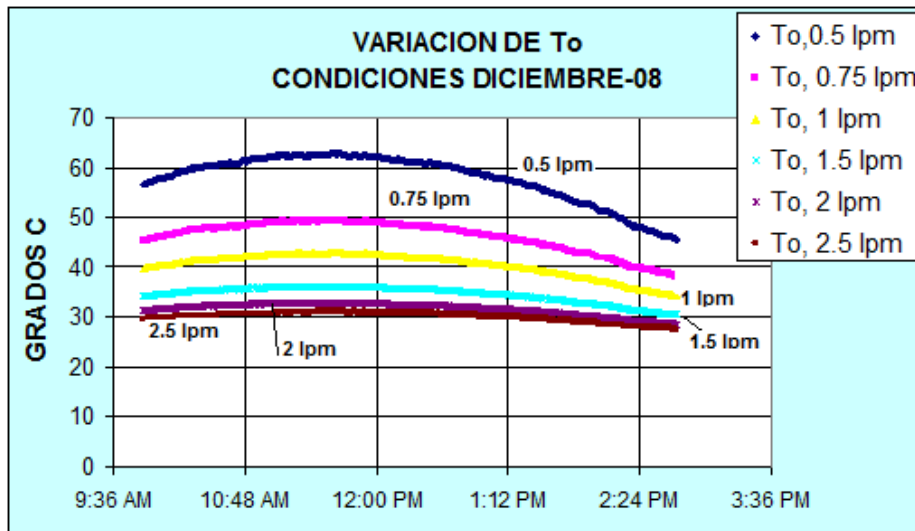


Figura 4.30 Comportamiento de T_o con la variación del flujo en diciembre.

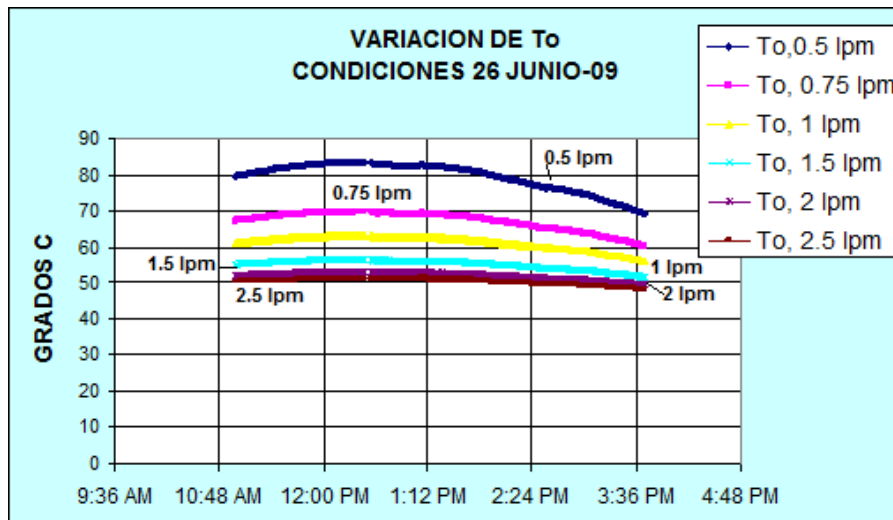


Figura 4.31 Variación de T_o con cambio de flujo.

En las tabla 4.3 se resume las variables más importantes que se obtuvieron experimentalmente y que sirvieron para obtener los resultados que se resumen en

la tabla 4.4 que a su vez permiten calcular las curvas de rendimiento térmico para la placa plana y el CPC.

Tiempo	Tcpc,e,C	Tcpc,s,C	Vcpc(lpm)	Tpp,e,C	Tpp,s,C	Vpp(lpm)	Ta,C	W/m2
10/12/2008	35.59	42.20	2.10	35.79	40.25	2.26	18.28	806.9
10/12/2008	35.60	42.97	2.03	35.75	40.56	2.18	18.66	890.6
10/12/2008	35.41	42.76	2.02	35.54	40.59	2.22	19.04	911.9
10/12/2008	35.25	42.91	2.03	35.36	40.61	2.20	19.42	941.9
10/12/2008	35.48	43.24	2.04	35.39	40.89	2.15	19.81	966.9
10/12/2008	35.52	43.58	2.03	35.49	41.10	2.22	20.19	988.1
10/12/2008	35.55	43.77	2.03	35.60	41.15	2.19	20.57	1008.1
10/12/2008	35.88	44.17	2.06	35.92	41.60	2.23	21.33	1018.1
10/12/2008	35.76	44.13	2.10	35.84	41.71	2.15	21.33	1031.9
10/12/2008	35.79	44.29	2.07	36.03	41.87	2.05	21.71	1039.4
10/12/2008	36.33	44.17	2.38	36.19	41.93	2.43	22.09	1041.9
10/12/2008	35.48	42.97	2.50	35.45	40.81	2.51	22.09	1064.4
10/12/2008	35.65	44.38	2.08	35.73	41.85	2.15	22.09	1063.1
10/12/2008	36.33	44.96	2.05	36.32	42.53	2.12	22.09	1064.4
10/12/2008	36.17	44.71	2.07	36.25	42.32	2.11	22.09	1048.1
10/12/2008	36.34	44.68	2.06	36.28	42.23	2.10	22.09	1016.9
10/12/2008	36.42	44.66	2.09	36.41	42.20	2.05	22.09	996.9
10/12/2008	36.52	44.47	2.08	36.50	42.15	2.03	22.48	994.4
10/12/2008	36.64	44.61	2.06	36.59	42.18	2.12	22.48	968.1
10/12/2008	36.90	44.57	2.09	36.76	42.26	2.10	22.48	940.6
10/12/2008	36.88	44.46	2.07	36.89	42.27	2.11	22.48	919.4
10/12/2008	37.13	44.47	2.04	37.06	42.24	2.11	22.86	879.4
10/12/2008	37.19	44.21	2.04	37.07	42.08	2.12	22.86	861.9
10/12/2008	37.43	43.91	2.05	37.29	41.96	2.14	22.86	829.4
10/12/2008	37.61	43.42	2.09	37.14	41.56	2.13	22.48	801.9
10/12/2008	37.36	43.30	2.05	37.34	41.52	2.12	22.48	761.9
10/12/2008	37.13	42.72	2.04	37.06	41.04	2.13	22.48	724.4
10/12/2008	37.13	42.35	2.09	37.07	40.74	2.12	22.48	690.6
10/12/2008	37.21	41.90	2.07	37.15	40.49	2.11	22.09	666.9
10/12/2008	36.98	41.44	2.08	36.93	40.17	2.16	22.09	626.9
10/12/2008	36.83	40.71	2.11	36.75	39.64	2.13	21.71	584.4
10/12/2008	36.86	40.22	2.10	36.81	39.45	2.12	21.71	540.6
10/12/2008	36.80	39.56	2.07	36.69	38.93	2.11	21.71	498.1
10/12/2008	36.82	39.09	2.09	36.65	38.61	2.14	21.71	446.9
10/12/2008	36.29	37.93	2.07	36.17	37.64	2.14	21.71	399.4

Tabla 4.3 Datos medidos para colectores placa plana y CPC.

$m_{cpc}(kg/s)$	$Q_{u,cpc}(kW)$	$(T_i - T_a)/ G^*$	η_{cpc}	$m_{pp}(kg/s)$	$Q_{u,pp}(kW)$	$(T_i - T_a)/ Gt^*$	η_{pp}
0.035	0.959	0.021	0.594	0.037	0.696	0.022	0.431
0.034	1.035	0.019	0.581	0.036	0.726	0.019	0.408
0.034	1.029	0.018	0.564	0.037	0.778	0.018	0.426
0.034	1.077	0.017	0.572	0.036	0.801	0.017	0.425
0.034	1.097	0.016	0.567	0.036	0.818	0.016	0.423
0.034	1.132	0.016	0.573	0.037	0.862	0.015	0.436
0.034	1.155	0.015	0.573	0.036	0.841	0.015	0.417
0.034	1.184	0.014	0.581	0.037	0.878	0.014	0.431
0.035	1.216	0.014	0.589	0.036	0.873	0.014	0.423
0.034	1.220	0.014	0.587	0.034	0.827	0.014	0.398
0.039	1.292	0.014	0.620	0.040	0.967	0.014	0.464
0.041	1.299	0.013	0.610	0.042	0.933	0.013	0.438
0.034	1.257	0.013	0.591	0.036	0.913	0.013	0.429
0.034	1.227	0.013	0.576	0.035	0.913	0.013	0.429
0.034	1.222	0.013	0.583	0.035	0.887	0.014	0.423
0.034	1.191	0.014	0.586	0.035	0.864	0.014	0.425
0.035	1.193	0.014	0.598	0.034	0.821	0.014	0.412
0.034	1.145	0.014	0.576	0.034	0.795	0.014	0.400
0.034	1.133	0.015	0.585	0.035	0.823	0.015	0.425
0.035	1.110	0.015	0.590	0.035	0.798	0.015	0.424
0.034	1.088	0.016	0.591	0.035	0.784	0.016	0.427
0.034	1.034	0.016	0.588	0.035	0.759	0.016	0.431
0.034	0.994	0.017	0.577	0.035	0.733	0.016	0.425
0.034	0.919	0.018	0.554	0.035	0.691	0.017	0.416
0.035	0.840	0.019	0.524	0.035	0.650	0.018	0.405
0.034	0.845	0.020	0.555	0.035	0.615	0.020	0.403
0.034	0.787	0.020	0.544	0.035	0.587	0.020	0.405
0.035	0.753	0.021	0.545	0.035	0.539	0.021	0.390
0.034	0.672	0.023	0.504	0.035	0.488	0.023	0.366
0.034	0.643	0.024	0.513	0.036	0.485	0.024	0.387
0.035	0.566	0.026	0.484	0.035	0.427	0.026	0.365
0.035	0.489	0.028	0.452	0.035	0.388	0.028	0.359
0.034	0.394	0.030	0.396	0.035	0.328	0.030	0.330
0.035	0.329	0.034	0.368	0.035	0.289	0.033	0.324
0.034	0.237	0.036	0.296	0.035	0.217	0.036	0.272

Tabla 4.4 Datos calculados para Placa Plana y CPC.

*(C-m²)/kW

En las tablas 4.5 y 4.6 se presentan las eficiencias para el colector Chino y Persal que se tendrían aplicando la ecuación de eficiencia obtenida experimental para cinco niveles de radiación. Con estas eficiencias se hacen las comparaciones entre ambos colectores y sirven para compararlos con colectores solares caracterizados en otro lugar.

Gt(W/m ²)	COLECTOR CHINO					EFICIENCIA C. CHINO				
	600	700	800	900	1000	600	700	800	900	1000
Ti - Ta	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	Ef. 600-CH	Ef. 700-CH	Ef. 800-CH	Ef. 900-CH	Ef. 1000-CH
0	0	0	0	0	0	0.6884	0.6884	0.6884	0.6884	0.6884
5	3.912363	3.353454	2.934272	2.608242	2.347418	0.625411	0.6344094	0.6411582	0.6464073	0.6506066
10	7.824726	6.706908	5.868545	5.216484	4.694836	0.5624219	0.5804188	0.5939164	0.6044146	0.6128131
15	11.73709	10.06036	8.802817	7.824726	7.042254	0.4994329	0.5264282	0.5466746	0.5624219	0.5750197
20	15.64945	13.41382	11.73709	10.43297	9.389671	0.4364438	0.4724376	0.4994329	0.5204292	0.5372263
25	19.56182	16.76727	14.67136	13.04121	11.73709	0.3734548	0.4184469	0.4521911	0.4784365	0.4994329
30	23.47418	20.12072	17.60563	15.64945	14.08451	0.3104657	0.3644563	0.4049493	0.4364438	0.4616394
35	27.38654	23.47418	20.53991	18.25769	16.43192	0.2474767	0.3104657	0.3577075	0.3944511	0.423846
40	31.2989	26.82763	23.47418	20.86594	18.77934	0.1844876	0.2564751	0.3104657	0.3524584	0.3860526
45	35.21127	30.18109	26.40845	23.47418	21.12676	0.1214986	0.2024845	0.2632239	0.3104657	0.3482592
50	39.12363	33.53454	29.34272	26.08242	23.47418	0.0585095	0.1484939	0.2159822	0.268473	0.3104657
60	46.94836	40.24145	35.21127	31.2989	28.16901	-0.0674685	0.0405127	0.1214986	0.1844876	0.2348789
70	54.77308	46.94836	41.07981	36.51539	32.86385	-0.1934466	-0.0674685	0.027015	0.1005022	0.159292
80	62.59781	53.65526	46.94836	41.73187	37.55869	-0.3194247	-0.1754498	-0.0674685	0.0165168	0.0837052
90	70.42254	60.36217	52.8169	46.94836	42.25352	-0.4454028	-0.283431	-0.1619521	-0.067469	0.0081183
100	78.24726	67.06908	58.68545	52.16484	46.94836	-0.5713809	-0.3914122	-0.2564357	-0.151454	-0.0674685

Tabla 4.5 Datos generados con ecuación de eficiencia para colector chino

Gt(W/m ²)	COLECTOR PERSAL					EFICIENCIA PERSAL				
	600	700	800	900	1000	600	700	800	900	1000
Ti - Ta	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	(Ti - Ta)/Gt	Ef. 600-P	Ef. 700-P	Ef. 800-P	Ef. 900-P	Ef. 1000-P
0	0	0	0	0	0	0.6251	0.6251	0.6251	0.6251	0.6251
5	2.509603	2.151088	1.882202	1.673068	1.505762	0.594734	0.599072	0.602325	0.604856	0.60688
10	5.019205	4.302176	3.764404	3.346137	3.011523	0.564368	0.573044	0.579551	0.584612	0.588661
15	7.528808	6.453264	5.646606	5.019205	4.517285	0.534001	0.547016	0.556776	0.564368	0.570441
20	10.03841	8.604352	7.528808	6.692274	6.023046	0.503635	0.520987	0.534001	0.544123	0.552221
25	12.54801	10.75544	9.41101	8.365342	7.528808	0.473269	0.494959	0.511227	0.523879	0.534001
30	15.05762	12.90653	11.29321	10.03841	9.03457	0.442903	0.468931	0.488452	0.503635	0.515782
35	17.56722	15.05762	13.17541	11.71148	10.54033	0.412537	0.442903	0.465677	0.483391	0.497562
40	20.07682	17.2087	15.05762	13.38455	12.04609	0.38217	0.416875	0.442903	0.463147	0.479342
45	22.58642	19.35979	16.93982	15.05762	13.55185	0.351804	0.390847	0.420128	0.442903	0.461123
50	25.09603	21.51088	18.82202	16.73068	15.05762	0.321438	0.364818	0.397354	0.422659	0.442903
60	30.11523	25.81306	22.58642	20.07682	18.06914	0.260706	0.312762	0.351804	0.38217	0.406463
70	35.13444	30.11523	26.35083	23.42296	21.08066	0.199973	0.260706	0.306255	0.341682	0.370024
80	40.15364	34.41741	30.11523	26.76909	24.09219	0.139241	0.208649	0.260706	0.301194	0.333585
90	45.17285	38.71958	33.87964	30.11523	27.10371	0.078509	0.156593	0.215156	0.260706	0.297145
100	50.19205	43.02176	37.64404	33.46137	30.11523	0.017776	0.104537	0.169607	0.220217	0.260706

Tabla 4.6 Datos generados con ecuación de eficiencia para colector persal.

CAPÍTULO 5. Conclusiones

La sustitución de calentadores de agua que consumen gas por colectores solares planos, representa una gran oportunidad para reducir las emisiones de efecto invernadero. Incrementar su uso en el sector residencial y comercial implica mejorar la calidad y proporcionar los elementos para que los usuarios hagan una buena selección de ellos. Asimismo, los fabricantes de colectores solares para producir mejores productos y/o lograr mejores dimensionamientos, deben contar con evaluaciones técnicas y térmicas por un ente independiente, para que los usuarios de estas tecnologías tengan las garantías de su servicio. Tener un centro o sitio que proporcione estos servicios va en la dirección de promover el uso generalizado y por tanto en la reducción de emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero.

Las pruebas térmicas realizadas para el colector solar CPC y Placa plana arrojan los siguientes resultados:

$$\eta_{pp} = 0.5124 - 5.784 \frac{(T_i - T_a)}{Gt}$$

$$\eta_{pp} = 0.4215 + 3.1081 \frac{(T_i - T_a)}{Gt} - 195.05 \frac{(T_i - T_a)^2}{Gt}$$

$$\eta_{cpc} = 0.7542 - 11.111 \frac{(T_i - T_a)}{Gt}$$

$$\eta_{cpc} = 0.5684 + 6.9873 \frac{(T_i - T_a)}{Gt} - 394.61 \frac{(T_i - T_a)^2}{Gt}$$

En el caso de la comparación de colectores solares probados simultáneamente en las que las diferentes variables que intervienen en su comportamiento actúan igualmente para ambos, es muy simple observar cual presenta el mejor rendimiento térmico. Como se esperaba el CPC presentó las mejores características térmicas en relación al de placa plana. Además, el CPC presentó mejores características en los materiales constructivos, como contar con vidrio templado y una caja más rígida y resistente a la intemperie. En cambio el colector solar de placa plana presentó materiales más económicos, como placa de policarbonato en la cubierta y en el fondo, con aislamiento de poliuretano. El colector placa plana resultó en un producto inservible en menos de un año de exposición al sol, aunado a su relativo bajo rendimiento térmico.

Por otro lado, el CPC, si bien resultó con un mejor rendimiento térmico, tiene un cierto grado de concentración que lo hace más eficiente ante una placa plana, tampoco presentó ningún problema en la caja contenedora, ni en la cubierta. Desafortunadamente tuvo fuga de agua en los tubos de cobre que no permitió continuar con más pruebas. Presentó falla en las soldaduras de las conexiones de cobre que bien se puede atribuir al tipo de soldadura utilizado en combinación con el agua de Mexicali.

Las ecuaciones que se obtuvieron de las pruebas experimentales para los colectores solares planos sometidos a comparación son:

1) Colector Persal:

$$\eta = 0.625 - 0.012 \frac{(T_i - T_a)}{Gt}$$

2) Colector Chino:

$$\eta = 0.688 - 0.016 \frac{(T_i - T_a)}{Gt}$$

Para alta radiación solar ($> 900 \text{ W/m}^2$) el colector Chino es muy superior al Persal, coincidiendo su eficiencia térmica a $T_i - T_a = 30^\circ\text{C}$. En cambio a bajas radiaciones (600 W/m^2) el colector Chino es superior para $(T_i - T_a) < 15^\circ\text{C}$.

En relación a sus capacidades y de acuerdo a la curva de eficiencia obtenida en las pruebas podemos inferir y/o simular que el colector Persal puede producir agua caliente de hasta 50°C durante el mes de Diciembre para un flujo de 0.75 lpm, y hasta más de 60°C para un flujo de 0.5 lpm. Asimismo, el colector Persal puede producir agua a 50°C a un flujo de 2.5 lpm durante Junio, y más de 80°C para un flujo de 0.5 lpm, disponiendo de un flujo de agua de alimentación de alrededor de 40°C , condición normal en varios lugares de Mexicali durante los meses más cálidos del año.

El control de la temperatura del fluido de suministro a los colectores es el punto más importante para lograr una buena prueba, dado lo dinámico del proceso de captación solar y medición.

Finalmente, el banco de pruebas bajo la norma mexicana es un método de prueba muy restrictivo, que encarece y prolonga las pruebas de rendimiento térmico, cabe destacar que la norma europea permite las pruebas llamadas cuasi-dinámicas y que ofrecen mayor flexibilidad para la evaluación térmica.

Bibliografía

1. ANSI/ASHRAE Standard 93-1986, "Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors," The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA 30329. <http://www.ashrae.org>
2. ANSI/ASHRAE Standard 93-2003, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar collectors. ASHRAE, Inc., 2003, 1791 Tullie Circle, Ne, Atlanta, GA30329
3. Arvizu, D., T. Bruckner, O. Edenhofer, S. Estefen, A. Faaij, M. Fishedick, G. Hiriart, O. Hohmeyer, K. G. T. Hollands, J. Huckerby, S. Kadner, Å. Killingtveit, A. Kumar, A. Lewis, O. Lucon, P. Matschoss, L. Maurice, M. Mirza, C. Mitchell, W. Moomaw, J. Moreira, L. J. Nilsson, J. Nyboer, R. Pichs-Madruga, J. Sathaye, J. Sawin, R. Schaeffer, T. Schei, S. Schlömer, K. Seyboth, R. Sims, G. Sinden, Y. Sokona, C. von Stechow, J. Steckel, A. Verbruggen, R. Wiser, F. Yamba, T. Zwickel,: Technical Summary. In IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation (2011) Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
4. Conae/ ANES/ GTZ , Programa para la Promoción de Calentadores Solares de Agua en México (Procalsol) Agosto de 2007, <http://www.procalsol.gob.mx/work/sites/procalsol/resources/LocalContent/32/1/procalsol.pdf>
5. Duffie, J.A. & Beckman, W.A. Solar Engineering of Thermal Process, Third Edition, John Wiley & Sons, INC., 2006.
6. García Molina, Jesús, Cerezo Román, Jesús, Quintero Núñez, Margarito. (2013) Tecnologías energéticamente sustentables y fuentes renovables de energía ante el cambio climático en Baja California, 121-154. Baja California ante el embate del cambio climático. Universidad Autónoma de Baja California.
7. ISO 9806-1:1994, Test methods for solar collectors – Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland. <http://www.iso.ch/iso/en/ISOOnline.frontpage>.
8. ISO 9806-2:1995, Test Methods for solar collectors – Part 2: Qualification test procedure, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland. <http://www.iso.ch/iso/en/ISOOnline.frontpage>.
9. ISO 9806-3:1995, Test methods for solar collectors – Part 3: Thermal performance of unglazed liquid heating collectors (sensible heat transfer only) including pressure drop, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland. <http://www.iso.ch/iso/en/ISOOnline.frontpage>.

10. NMX-ES-001-NORMEX-2005, 14 OCTUBRE DE 2005, Energía Solar – Rendimiento Térmico y Funcionalidad de Colectores Solares para Calentamiento de Agua – Métodos de Prueba y Etiquetado.
11. Rodríguez-Hidalgo, M.C.; Rodríguez-Aumente, P.A.; Lecuona, A.; Gutiérrez-Urrueta, G.L.; Ventas, R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. Applied Thermal Engineering 31(2011)2394-2404.
12. S. Fischer, W. Heidemann, H. Muller-Steinhagen, B. Perers, P. Bergquist, B. Hellstrom , Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the European Standard EN 12975-2, Solar Energy 76(2004)117-123.
13. Soteris A. Kalogirou, Energy Conversion and Management 45 (2004) 3075–3092, Environmental benefits of domestic solar energy systems.
14. Sukhatme S.P., Solar Energy, Principles of thermal collection and storage, second edition (1996) Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
15. Tiwari, G.N. Solar Energy, Fundamentals, Design. Modelling and Applications (2002) Narosa Publishing House.
16. Villalobos Ordaz, Gustavo, Rico Romero, Raúl, Ortiz Hernández, Fernando E., Montúfar Navarro, Marcela A. (2006) Medición y Control de Procesos .